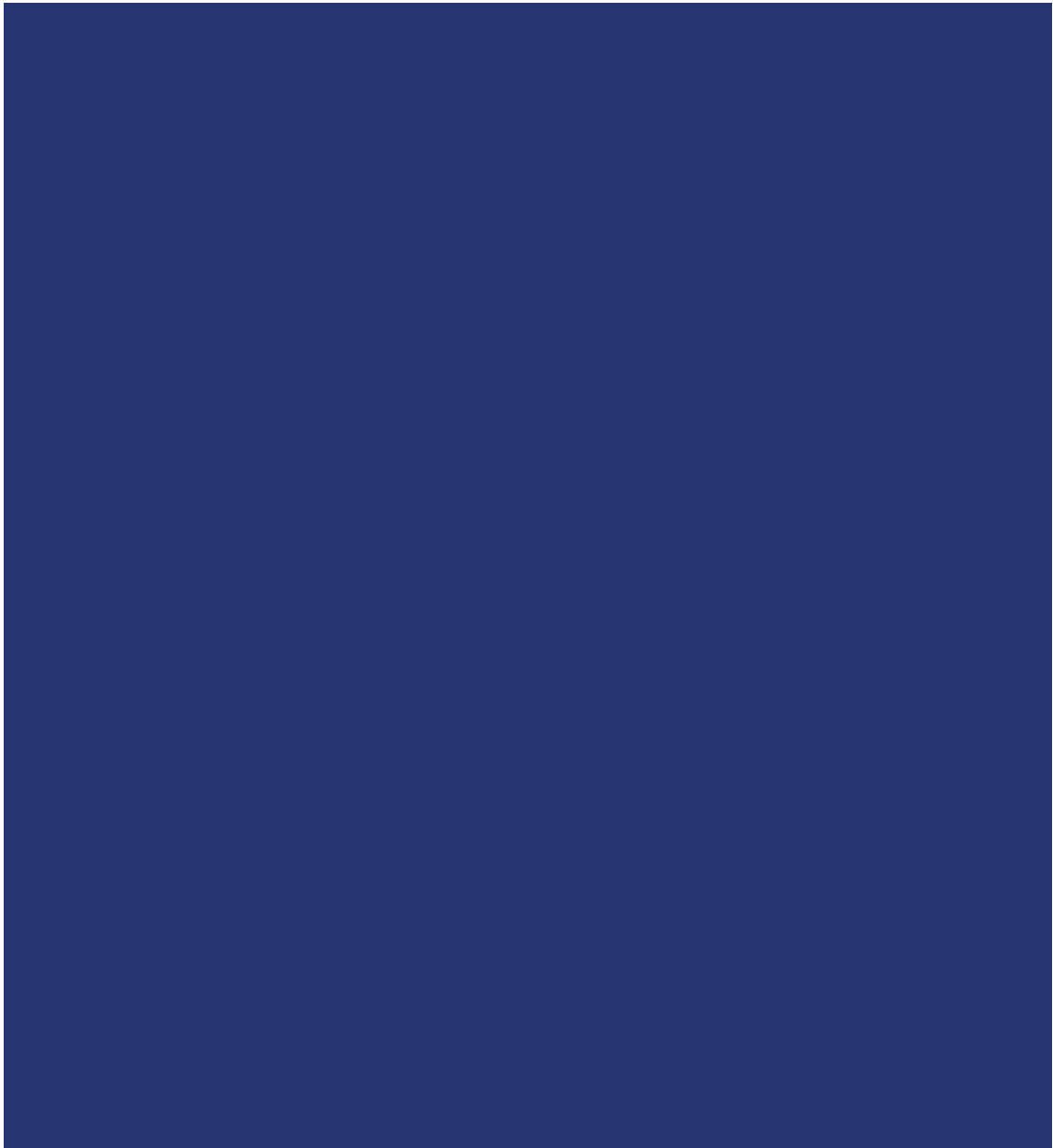

Vergleich einer piezoelektrischen Lagerabstützung mit Quetschöldämpfern zur Schwingungsreduktion eines elastischen Rotors

Autor: Christian Kaletsch

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. S. Rinderknecht



Vergleich einer piezoelektrischen Lagerabstützung mit Quetschöldämpfern zur Schwingungsreduktion eines elastischen Rotors

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Christian Kaletsch

aus Langen

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. S. Rinderknecht

Mitberichterstatter: Prof. Dr. rer. nat. A. Dreizler

Tag der Einreichung: 26.04.2011

Tag der mündlichen Prüfung: 14.06.2011

Darmstadt 2011

D17

Vorwort

Die vorgestellte Arbeit wurde an der Technischen Universität Darmstadt innerhalb des vom Bundeswirtschaftsministerium geförderten Luftfahrtforschungsprogramms IV, Mechamod in enger Zusammenarbeit mit Rolls-Royce Deutschland erstellt. Allen, die mich bei der Erstellung der Arbeit unterstützt haben möchte ich danken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. S. Rinderknecht als Referent und Fachgebietsleiter, da er die Fertigstellung meiner Arbeit durch seine unkomplizierte Fachgebietsübernahme und kompetente Betreuung sehr unterstützt und ermöglicht hat. Ebenso gilt mein Dank auch Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Nordmann, der die Zusammenarbeit mit Rolls begann und das vorgestellte Thema ins Leben gerufen hat. Des Weiteren möchte ich mich für die Übernahme des Korreferats durch Herrn Prof. Dr. rer. nat. A. Dreizler herzlich bedanken.

Im Folgenden danke ich auch meinen Kollegen. An erster Stelle Daniel Peters, ohne den ich nicht den gewählten Weg eingeschlagen hätte und keine Vergleichsdaten der Quetschöldämpfer vorhanden gewesen wären.

Sehr wertvoll waren auch die befruchtenden Diskussionen mit meinem Bürokollegen Robert Köhler und Fachgebietskollegen Bernd Riehmann, Alexander Spieß, Bruno Strah, Filip Lebo und Sebastian Schittenhelm, denn sie haben alle einen großen Teil zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Des Weiteren danke ich meinen Kollegen, Studenten und HiWis, die mich mit ihren wissenschaftlichen Arbeiten und ihrer Tatkraft unterstützten. Ein besonderes Dankeschön an dieser Stelle Herrn Gerhard Schuck, der mir in der finalen Umbauphase des Prüfstandes sehr kompetent zur Seite stand.

Auch meinen Eltern danke ich, die mich in all den Jahren des Studiums und der Promotion unterstützten.

Liebe Ute, du bist die wichtigste Person in meinem Leben. Vielen Dank für alles

Inhaltsverzeichnis

VORWORT.....	V
INHALTSVERZEICHNIS	VII
FORMEL- UND ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS.....	IX
1 EINLEITUNG.....	1
1.1 STAND DER TECHNIK BEI KONVENTIONELLEN QUETSCHÖLDÄMPFERN	1
1.2 STAND DER TECHNIK IM BEREICH AKTIVER DÄMPFUNG.....	3
1.3 ZIELSETZUNG	10
2 GRUNDLAGEN.....	12
2.1 PASSIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG MIT QÖD.....	12
2.2 AKTIVE SCHWINGUNGSMINDERUNG.....	16
2.2.1 <i>Modellbildung der mechanischen Strecke.....</i>	<i>16</i>
2.2.2 <i>Sensorik.....</i>	<i>19</i>
2.2.3 <i>Regler.....</i>	<i>20</i>
2.2.4 <i>Piezostapelaktoren und Verstärker</i>	<i>27</i>
2.3 DATENAUSWERTUNG	30
3 AUFBAU EINER AKTIVEN LAGERABSTÜTZUNG.....	32
3.1 BASISKONFIGURATION.....	32
3.2 GEOMETRISCHE INTEGRATION DER AKTIVEN BAUTEILE	36
3.2.1 <i>Aktormodul.....</i>	<i>40</i>
3.2.2 <i>Vorspannmodul.....</i>	<i>47</i>
3.2.3 <i>Modifikation der motorseitigen Lagerstelle 1:</i>	<i>49</i>
3.2.4 <i>Gesamtprüfstand</i>	<i>49</i>
3.3 SENSORIK	50
3.3.1 <i>Sensoren zur Überwachung.....</i>	<i>50</i>
3.3.2 <i>Sensoren zur Regelung.....</i>	<i>52</i>
3.3.3 <i>Shannonsche Abtasttheorem und Anti-Aliasingfilter.....</i>	<i>53</i>
3.4 DATENERFASSUNG.....	54
4 SIMULATION	57
4.1 SIMULATIONSMODELL	57
4.1.1 <i>Modellierung.....</i>	<i>58</i>
4.1.2 <i>Modellverhalten.....</i>	<i>63</i>

4.1.3	Modellabgleich	66
4.2	REGELUNGSPRINZIPIEN.....	69
4.2.1	Regleranforderungen	69
4.2.2	Auswahl der Regelgesetze	71
4.2.3	Integral-Force-Feedback-Regler.....	74
4.2.4	DT_1 -Regler.....	75
4.2.5	PDT_1 -Regler.....	77
4.3	ERGEBNISSE DER SIMULATIONEN	80
4.3.1	Drehzahlbereich 1	80
4.3.2	Drehzahlbereich 2	81
4.3.3	Gesamter Drehzahlbereich	81
5	VERGLEICH DER ALA UND QÖD.....	82
5.1	VERGLEICH DER PRÜFSTANDKONFIGURATIONEN	82
5.1.1	Theorie der Einflussfaktoren	84
5.1.2	Einfluss der Steifigkeitsveränderung	87
5.1.3	Einfluss der Dämpfungsveränderung	88
5.1.4	Einfluss einer Massenveränderung.....	88
5.2	MESSLÄUFE MIT AKTIVER LAGERABSTÜTZUNG	89
5.2.1	Drehzahlbereich 1 von 1000 - 5500 1/min	89
5.2.2	Drehzahlbereich 2 von 5500 - 7500 1/min	94
5.2.3	Vergleich von Simulation und Messung	95
5.3	GEGENÜBERSTELLUNG DER AKTIVEN UND PASSIVEN DÄMPFUNGSELEMENTE	97
5.3.1	Konstruktiver Vergleich.....	97
5.3.2	Vergleich der Sicherheit und Empfindlichkeit gegenüber Umgebungseinflüssen.....	98
5.3.3	Vergleich des Schwingungsverhaltens	99
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	109
7	LITERATURVERZEICHNIS	112
	ANHANG A TECHNISCHE ZEICHNUNGEN NEUE TEILE.....	119
	ANHANG B PROGRAMMSTRUKTUR IN LABVIEW.....	133
	LEBENSLAUF	139

Formel- und Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Großbuchstaben

Symbole	Einheit	Beschreibung
A_A	m^2	Fläche des Aktors
A		Systemmatrix in ZRD
A_B		Reduzierte Systemmatrix in ZRD
$B_{Q\ddot{O}D}$	m	Breite des Quetschöldämpfers
B		Eingangsmatrix ZRD
B_z		Reduzierte Eingangsmatrix ZRD
$C_{IFF/PD/D}$		Übertragungsfunktion des IFF- / PD- / DT ₁ -Reglers
C		Ausgangsmatrix in ZRD
C_A	F	Kleinsignalkapazität des Piezostapelaktors
C_z		Reduzierte Ausgangsmatrix
$D_{Q\ddot{O}D}$	m	Durchmesser des Quetschöldämpfers
D		Durchgangsmatrix in ZRD
D_m		Modale Dämpfungsmatrix
D_n		Modaler Dämpfungsgrad
D_q		Dämpfungsmatrix im Zeitbereich
D_z		Reduzierte Durchgangsmatrix ZRD
E	N/m^2	E-Modul
F_A	N	Kraft des Piezostapelaktors
F_q		Erregungsmatrix im Zeitbereich
$F_{r/u}$	N	Kraft QÖD in radiale Richtung / Umfangsrichtung
F_U	N	Erregungskraft (Unwucht)
G		Übertragungsfunktion des Gesamtsystems
G_T		Übertragungsfunktion des Tiefpassfilters

Symbole	Einheit	Beschreibung
G_q		Gyroskopiematrix im Zeitbereich
$H_{1-4}(\Omega)$		H1-H4 Schätzung des Frequenzgangs
I		Einheitsmatrix
K_m		Modale Steifigkeitsmatrix
K_q		Steifigkeitsmatrix im Zeitbereich
K_{Ver}		Übertragungsfaktor d. Verstärkers
M_m		Modale Massenmatrix
M_q		Massenmatrix im Zeitbereich
$P_{ele,d/max/ver}$	Watt	Ele. Dauer- / Maximal- / Verlustleistung des Verstärkers
Q_A	C	Ladung des Piezostapelaktors
$Q_{R/L}$		Rechts / Linkseigenvektormatrix in Blockdiagonalform
Q_q		Rechtseigenvektormatrix in physikalischen Koordinaten
R	m	Quetschöldämpfungerradius
R_n		Transformationsmatrix komplex - reel
$S_{\tilde{p}\tilde{p}}$		Autoleistungsdichtespektrum des Eingangssignal
$S_{\tilde{x}\tilde{p}}$		Kreuzleistungsdichtespektrum
$S_{\tilde{x}\tilde{x}}$		Autoleistungsdichtespektrum Ausgangssignal
$T, T_{eck}, T_{min,}$	s	Zeitkonstante, Periodendauer
$T_{D/PD/D}$	s	Zeitkonstante Korrekturglied / PD- / DT ₁ -Regler
U		Unwuchtvektor
$U_{A/A_{max}/P-P}$	V	Spannungsamplitude / Maximale Spannungsamplitude / -Peak to Peak Wert des Piezostapelaktors
V		Vergrößerungsfunktion
\dot{W}	J/m ³	Leistung pro Volumen

Lateinische Kleinbuchstaben

Symbole	Einheit	Beschreibung
c_p	J/°C	Wärmekapazität
d_{33}	m/V	Piezoelektrische Ladungskonstante
d_A	m	Schichtdicke einer einzelnen Keramikschrift
d_n	Nm/s	Generalisierte Dämpfungskonstante
d_{rr}	Nm/s	QÖD Dämpfungskoeffizient in radialer Richtung
d_{uu}	Nm/s	QÖD Dämpfungskoeffizient in Umfangsrichtung
e	m	Exzentrizität
e_0	m	Relative (Zapfen)exzentrizität
e_n	m	Modale Exzentrizität
f, f_{eck}	Hz	Frequenz, Eckfrequenz
f_{ab}	Hz	Abtastfrequenz
f_u		Erregungsvektor Kraft (Unwucht)
f_z		Eingangsvektor modal reduzierte ZRD
g		Verstärkungsfaktor des IFF-Reglers
h		Hub Piezoaktor
h_0	m	Radialer Spalt des Quetschöldämpfers
i		Komplexe Erweiterung $i = \sqrt{-1}$
k_n	N/m	Generalisierte Steifigkeit
k_A	N/m	Steifigkeit des Aktors
$k_{D,D/PD}$		Differenzierender Anteil beim DT ₁ - / PD-Regler
$k_{P,PD}$		Proportional-Anteil beim PD-Regler
Δl_A	m	Auslenkung des Piezostapelaktors
l_A	m	Höhe des Piezostapelaktors
m_n		Generalisierte Masse

Symbole	Einheit	Beschreibung
n		Anzahl verschiedener Elemente
n_A		Schichten des Piezoaktors
p	bar	Druck
$q / q_{hor/ver}$	m	Transversaler Freiheitsgrad / Freiheitsgrad in horizontaler und vertikaler Richtung
q_t		Auf das Volumen bezogene Wärmemenge
r	m	Zylindervariable, radial
s_E	m ² /N	Elastizitätskonstante
$s_{mU,h/v}$	m	Sensorgröße
t	s	Zeit
x	m	Axiale Koordinate QÖD
\mathbf{x}		Zustandsvektor ZRD
x^s, x^c		Cosinus/ Sinus Bezugssignal
\mathbf{y}		Ausgangsvektor ZRD
z	m	Zylindervariable, axial
\mathbf{z}_m		Bimodal reduzierter Zustandsvektor
$\bar{z}_{mU,h/v}$	m	Komplexe Sensorgröße

Griechische Kleinbuchstaben

α		Massenprop. Faktor
α_K	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
β		Steifigkeitsprop. Faktor
$\beta_{QÖD}$		Breiten-Dickenverhältnis QÖD
γ	Grad	Drehwinkel Rotorzapfen
δ_n		Modale Abklingkonstante
ε_{33}	As/Vm	Permittivität
η		Frequenzverhältnis $\eta = \Omega/\omega_0$

Symbole	Einheit	Beschreibung
$\eta_{\text{öl}}$	Ns/m ²	Zähigkeit des Öls
ϑ	K	Temperatur, Curietempertur
κ		Frequenzabhängiger Gewichtungsfaktor von H_1 , H_2
λ_W	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
λ_n		Eigenwerte mit Dämpfungsgrad und Eigenfrequenz
ρ	kg/m ³	Dichte
φ	Grad	Umfangskoordinate QÖD
φ	Grad	Phasenbeziehung Referenzsignal, Sensorsignal
φ_n		n-te Eigenform
$\varphi_{\text{hor/ver}}$	Grad	Phase des Sensorsignals
ω_{ab}	Hz	Abtastfrequenz
ω_f	Hz	Vergessensfaktor IFF-Regler
ω_{max}	Hz	Maximale messbare Frequenz
ω_0	Hz	Ungedämpfte Eigenkreisfrequenz Einmassenschwinger
ω_{0n}	Hz	Ungedämpfte Eigenkreisfrequenz
ω_n	Hz	Modale Eigenkreisfrequenz des Rotors

Griechische Großbuchstaben und mathematische Operatoren

∇		Napla-Operator
Φ		Modal-Matrix
Ω	rad/Hz	Drehfrequenz

Akronyme	Beschreibung
A	Analog (Aus bzw. Eingang der Datenerfassung)
ALA	Aktive Lagerabstützung
ASM	Asynchron motor (elektrischer Motor)
AM	Aktor modul
D	Digital (Aus bzw. Eingang der Datenerfassung)
DE	Datenerfassung
DMS	Dehnungs-Mess-Streifen
DT ₁	Proportional, Differential Anteil einer Regelung mit Tiefpassfilter 1. Ordnung
E/A	Eingang / Ausgang (z.B. bei Übertragungsfunktionen)
FE	Finite Element
FiFo-Puffer	First in, First out - Puffer
FU	Frequenz um richter
GS	Großsignalbereich Piezostapelaktoren, von 500-2000 V/m
KS	Kleinsignalbereich Piezostapelaktoren, von 0-500 V/m
LFT	gebrochen lineare Transformation (Linear Fraction Transformation)
LE	Lagerebene
LQR/G	Linear- quadratische-Regler / Gauss
IFF	Integral Force Feedback-(Regler)
MEE	More Electric Engine
I/O	In / Out (Kanal Ein- bzw. Ausgang)
MIMO	Lineares Mehrgrößensystem (M ultiple Input M ultiple Output)
NI	“National Instruments”
PC	Personal Computer
PDT ₁	Proportional, Integral, Differential Anteil einer Regelung mit Tiefpassfilter 1. Ordnung

PWM	P uls- W eiten- M odulation
PZT	P lumbum- Z irkonat- T itanat Keramik
QÖD	Q uetschö l dä m pfer
RMS	Quadratisch gemittelt (R oot M ean S quare)
Off. RK	O ffener R egel k reis
RT	R ealtime
SISO	Lineares Eingrößensystem (S ingle I nput S ingle O utput)
TCL	T ime C ritical L oop
TLR	T echnology R eadiness L evel
WSEi	W irbelstromsensorebene 1, 2, 3, 4
ZRD	Z ustandsraum d arstellung
VM	V orspann m odul
VI	V irtual I nstrument (Datenformat LabVIEW-Skriptformat)

1 Einleitung

1.1 Stand der Technik bei konventionellen Quetschöldämpfern

Ziele bei der Entwicklung von Flugtriebwerken sind höhere Leistungen bei geringerem Gewicht zu realisieren. Diese Entwicklung führt vermehrt zu elastischen Bauteilen. Dies bedeutet, dass eine oder mehrere Resonanzfrequenzen innerhalb des Betriebsbereichs des Triebwerks liegen können. Die dadurch entstehenden erhöhten Schwingungsamplituden können schädlich für den Rotor selbst, wie auch für alle umgebenden Bauteile sein oder Komforteinbußen mit sich bringen. Strukturen aus Metall besitzen eine geringe Strukturdämpfung, sodass die Einbringung von äußerer Dämpfung unumgänglich ist. Nur so können die radialen Schwingungsamplituden eines Rotors reduziert werden, was die Lebensdauer der Bauteile erhöht und einen sicheren Betrieb gewährleistet [1].

Im Bereich der Flugtriebwerke sind Quetschöldämpfer (QÖD) zur Schwingungsminderung Stand der Technik. Sie sind seit mehr als 40 Jahren im Einsatz und dementsprechend erprobt und zuverlässig. Zu den positiven Eigenschaften zählen ihre guten Dämpfungs- und Notlaufeigenschaften. Dies bezieht sich auf das überproportionale degressive Anwachsen der Dämpfungskonstanten mit steigenden Erregerkräften [1].

Das nichtlineare Verhalten [2] der QÖD, das insbesondere bei großen Ausschlägen oder aufgrund einer exzentrischen Lage des Rotorzapfens im QÖD auftritt, verursacht aber nicht nur positive Effekte, da eine Auslegung [3] der QÖD durch das nichtlineare Verhalten erschwert wird und die genaue Dämpfungswirkung nur für einfachste Geometrien unter Laborbedingungen bestimmbar und vorher-sagbar ist [4]. Eine Ermittlung der Leistungsfähigkeit von QÖDn kann somit nur ungenau durch Simulationen vorhergesagt werden [5]. Haupteinflussfaktoren bei der Auslegung von QÖDn sind die Ausführung der Ölzufuhr, die Art der Dichtung sowie der Grad der Zentrierung des nicht rotierenden äußeren Lager-rings innerhalb der Quetschöldämpferaußenfläche [1]. Oder anders formuliert:

Durch die Geometrie wird das Verhalten des QÖDs festgelegt.

Dieses Dämpfungsverhalten kann durch Variation der Einflussparameter für einen definierten Auslegungspunkt optimiert werden. Nachteilige Konsequenz einer solch punktuellen Optimierung ist, dass alle umgebenden Betriebspunkte einen wesentlich verminderten Dämpfungsgrad aufweisen können. Bei Rotorsys-

temen mit mehr als einer Resonanzstelle im Betriebsbereich wird die sicherheitskritische Resonanz als Auslegungspunkt für die QÖD ausgewählt. Für weitere Resonanzstellen müssen dann je nach Anordnung der QÖD große Ausschläge in Kauf genommen werden.

Die Belastungen der Lager und der umgebenden Strukturen sind, neben den Auslenkungen des Rotors, eine weitere kritische Größe. Als Maß hierfür können die Lagerkräfte herangezogen werden. Liegt beim Rotor eine durch Unwucht hervorgerufene Erregung vor und wird eine große Reduktion der radialen Schwingungen des Rotors in der Resonanz gefordert, müssen die Rotoren stark gedämpft werden, was große Dämpfungsgrade erfordert. Diese Bedingung hat jedoch zur Folge, dass im überkritischen Drehzahlbereich die Lagerbelastungen ansteigen. In diesen Drehzahlbereichen wären daher kleine Dämpfungsgrade wünschenswert, wie sie unter passiven Bedingungen gegeben wären. Wie in Abbildung 1 visualisiert wird, ist im passiven Fall laut Preumont [6] ein Dekadenabfall von bis zu 40 dB/Dekade möglich. Ist das System gedämpft, reduziert sich dieser Abfall auf 20 dB/Dekade. Die Verwendung der QÖD generiert demnach einen Zielkonflikt zwischen der äußerst wichtigen Amplitudenreduzierung in den Resonanzen und einer hohen Lagerbelastung im überkritischen Drehzahlbereich. Mit konventionellen QÖD ist dieser Zielkonflikt nicht zu lösen, sodass bei Auslegung und Anwendung von QÖDn Kompromisse eingegangen werden müssen [4].

Weiterführend besteht die Möglichkeit die QÖD semiaktiv zu betreiben [7], [8]. Durch technisch veränderbare Eigenschaften von Fluiden kann beispielsweise durch Ausrichtung von Metallpartikeln innerhalb der Hydraulikflüssigkeit das Verhalten der Hydraulikflüssigkeit beeinflusst werden und damit eine Anpassung des Dämpfungsgrads erfolgen. Magneto- (MRF) oder elektrorheologische (ERF) Flüssigkeiten können beispielsweise diese Funktion übernehmen [4], [9]. Als langfristiges Ziel gilt jedoch bei den Triebwerksherstellern der Entwicklungstrend in Richtung More-Electric-Engine (MEE). Aus diesem Grund wird an dieser Stelle nicht weiter auf semiaktive Techniken eingegangen.

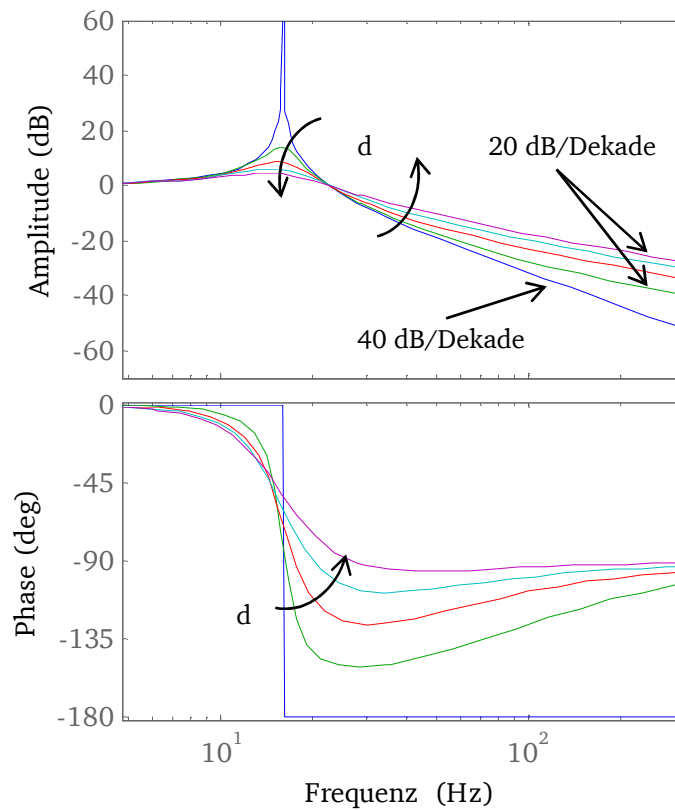


Abbildung 1: Verhalten der Lagerkraft mit Variation des Dämpfungsgrads eines Ein-Massen-Schwingers

1.2 Stand der Technik im Bereich aktiver Dämpfung

Ein mechatronisches System besteht aus vier Grundelementen, welche in Abbildung 2 dargestellt sind [10]. Dies sind die mechanische Strecke, wobei im speziellen der Rotor und seine Lagerung gemeint sind, die Sensorik, der Regler und die Aktorik.

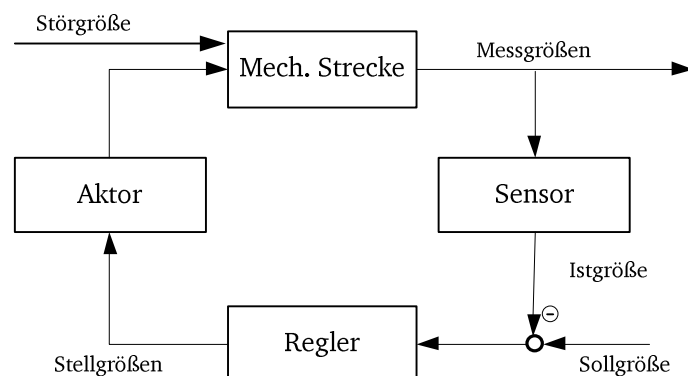


Abbildung 2: Mechatronisches Grundsystem

In der Literatur wird das Schwingungsverhalten von elastischen Rotoren ausführlich behandelt. Die Eigenschaften und das Verhalten können analytisch mit Differentialgleichungen beschrieben werden, siehe hierzu [1], [11] und [12].

Die dort dargestellten mathematischen Zusammenhänge dienen zur Modellierung der Regelstrecke. Zusätzlich können in die Systemgleichungen verschiedene nichtlineare Anteile, wie zum Beispiel das hysteresebehaftete Verhalten der Aktorik oder beschleunigte Hochfahrten eines Rotors integriert werden, um deren Einfluss auf das Schwingungsverhalten vorhersagen zu können.

Grundsätzlich lassen sich zwei verschiedene Erregungsarten unterscheiden, welche eine mechanische Strecke zum Schwingen anregen können. Zum einen die deterministische Erregung wie beispielsweise eine drehzahlsynchrone Erregung durch Unwuchten und zum anderen eine stochastische Erregung, wie zum Beispiel Rauschen [13].

Als Haupterregungsursache (Störgröße) bei Flugtriebwerken gilt eine Unwuchtverteilung auf dem Rotor [14]. Ursachen für die Unwuchten können in exzentrisch angeordneten Massen aufgrund von Winkelfehlern, Bearbeitungsungenauigkeiten, inhomogene Massenverteilungen, einer schief montierten Scheibe, einer krummen Welle oder dem Vorhandensein eines Schlages am Rotor begründet liegen [15]. Durch die Methode des Auswuchtens lassen sich die erwähnten Rotorfehler teilweise ausgleichen und die unwuchterregten Schwingungen reduzieren. Zum Erreichen eines optimalen Wuchtergebnisses ist es notwendig, dass der Rotor im vor- und endmontierten Zustand ausgewuchtet wird, denn auch durch die Montage können zusätzliche Unwuchten entstehen oder die Auswirkungen der ursprünglichen Unwuchten verändert werden. Für das Auswuchten von elastischen Rotoren werden in der Literatur hauptsächlich zwei Verfahren genannt. Dies ist zum einen das modellbasierte modale Wuchten und zum anderen das experimentell orientierte Wuchten mittels Einflusszahlen [15], [16]. Je nach Einbausituation eines Rotors ist ein Auswuchten im endmontierten Zustand nicht mehr möglich. In Flugtriebwerken ist das Wuchten im eingebauten Zustand, das sogenannte „Trim Balancing“ nur für den Niederdruckrotor vorgesehen, da bei diesem noch eine Wuchtebene nach der Montage des Rotors zugänglich ist. Für den Hoch- bzw. Mitteldruckrotor gilt dies nicht. Aufgrund der veränderten Lagerungssituation zwischen Wuchtmaschine und Triebwerk kann sich das Wuchtergebnis im eingebauten Zustand verschlechtern. Es entstehen Erregerkräfte, die mit dem Gesamtsystem im Gleichgewicht stehen müssen. Sind die Dämpfungskräfte des Gesamtsystems zu klein, kann es in der Resonanz zu plastischen Verformungen oder sogar zu einem strukturellen Versagen des Rotors infolge sehr großer Schwingungsamplituden kommen. Daraus lässt sich ableiten, dass zusätzliche Dämpfung für einen sicheren Betrieb unabdingbar ist. Wie schon erwähnt, haben sich zu diesem Zweck QÖD bewährt. Durch das Voran-

schreiten der Entwicklung von Flugtriebwerken beginnen die passiven Maßnahmen zur Schwingungsminderung jedoch langfristig an ihre Grenzen zu stoßen. Alternativen müssen in Betracht gezogen werden.

Eine Schwingungskontrolle eines Rotors lässt sich entweder über die Lagerstellen (lagernd) oder direkt ausüben, siehe Abbildung 3.

Eine direkte Beeinflussung des Rotors kann durch einen elektromagnetischen Aktor oder über Piezo-Patches erfolgen [17]. Bei Piezo-Patches handelt es sich um piezoelektrische Folien, die mit elektrisch leitenden Materialien bedeckt und anschließend in einen duktilen Polymerverbundstoff eingebettet werden [18]. Hauptmerkmal der elektromagnetischen Aktoren ist eine berührungslose Krafteinbringung [19]. Piezo-Patches werden direkt auf dem Rotor befestigt. Mit einem solchen Piezo-Patch können Biegemomente auf den Rotor aufgebracht und damit die Schwingungen beeinflusst werden. Schwierig gestaltet sich bei den Piezo-Patches die elektrische Leistungsübertragung von den nicht rotierenden zu den rotierenden Bauteilen. Ebenso sind die derzeit erzeugbaren maximalen Momente der Piezo-Patches sehr beschränkt, daher eignen sie sich nur für eine Schwingungsreduzierung von sehr biegeweichen Rotoren [20].

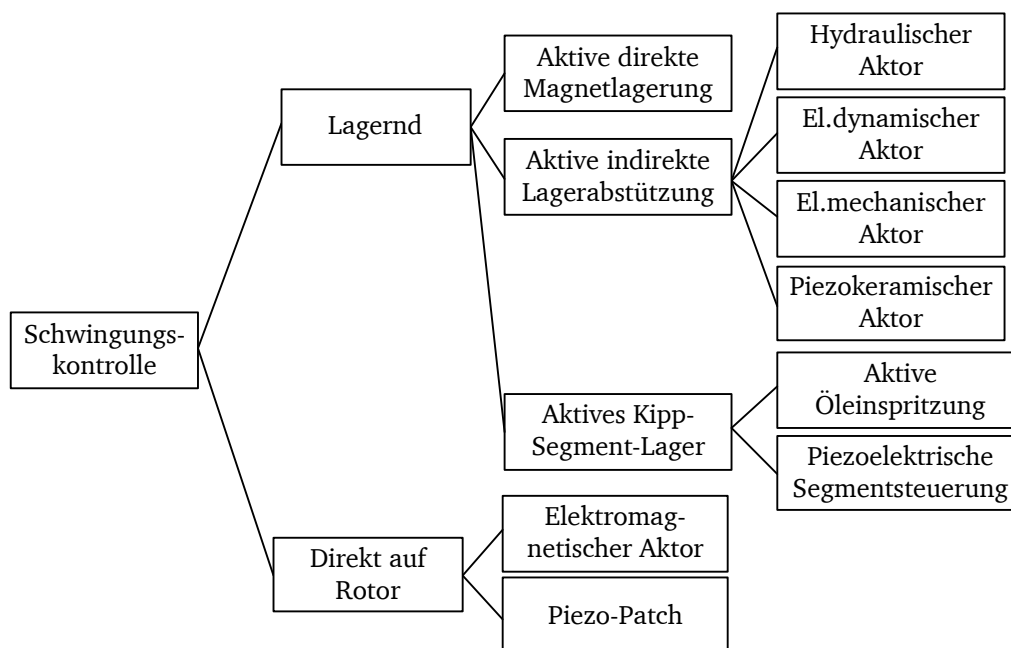


Abbildung 3: Überblick von Schwingungskontrollmöglichkeiten [20]

Soll auf das Schwingungsverhalten über die Lagerstellen Einfluss (lagernd) genommen werden, ist eine direkte und indirekte Einflussnahme auf den Rotor möglich.

Zu den direkt lagernden Aktorgliedern können die aktiven Magnetlager gezählt werden [21]. Magnetlager sind für Anwendungen prädestiniert, bei denen hohe Drehzahlen auftreten oder Verschleißfreiheit gefordert ist.

Bei einer indirekten Einflussnahme wird eine Schwingungskontrolle des Rotors über eine Wälz- oder Gleitlagerung ermöglicht. Da der Lageraußenring oder das Lagergehäuse keine Rotation erfährt, steht eine große Gruppe von Aktoren zu Verfügung, mit der die benötigten Funktionen umgesetzt werden können. Damit steht ein viel versprechendes aktives Konzept zur Schwingungsminderung mit der aktiven Lagerabstützung (ALA) eines Rotors zur Verfügung. Zur Erzeugung der notwendigen Kräfte ist eine Vielzahl von Aktoren vorhanden. Zu ihnen gehören die hydraulischen Aktoren, die Piezostapelaktoren, die elektrodynamischen und die elektromagnetischen Aktoren.

Die Auswahl der passenden Aktorik richtet sich danach, ob die Eigenschaften der Aktoren zu dem Anforderungsprofil der Anwendung passen. Im Bereich der aktiven Schwingungsreduzierung sind in [22] drei der vier Aktorvarianten diesbezüglich verglichen worden. Die Beurteilung der Aktoren findet anhand von Kriterien wie beispielsweise Bauraumbeanspruchung, erzeugbare Kräfte und Arbeitsfrequenzbereich statt. Das erfolgversprechendste Aktorprinzip ist laut [22] der hydraulische Aktor, knapp gefolgt von den Piezostapelaktoren. Die elektromagnetischen Aktoren eignen sich nur schlecht für eine ALA, da nur geringe Steifigkeiten und niedrige Trageigenschaften im Vergleich zu Piezostapelaktoren generierbar sind. In dieser Arbeit werden piezoelektrische Aktoren verwendet, da in Anlehnung an die Bestrebungen der Flugtriebwerksbranche der More-Electric-Engine der Entwicklungstrend von den hydraulischen Aktoren absieht. Außerdem sind Piezostapelaktoren für den Einsatz in Flugtriebwerken zu bevorzugen. Diese bieten hohe Dynamik, große Kräfte und hohe Steifigkeiten [22].

Piezostapelaktoren werden bisher kaum zur aktiven Schwingungsreduzierung eingesetzt. Ihr Einsatzgebiet fokussiert sich hauptsächlich auf hochgenaue Positionierungsaufgaben. Die Anwendungsfelder für Positionierungsaufgaben sind vielfältig. Piezostapelaktoren können in der Halbleitertechnik, der Mikroskopie, der Bildverarbeitung (Raumfahrt), der Medizintechnik, der Photonik, der Astronomie mit adaptiven Optiken und der Präzisionsbearbeitung verwendet werden [17]. Es können dabei Positionsgenauigkeiten von wenigen Nanometern erreicht werden, wobei die Auflösung nicht von den Aktoren, sondern durch die Ansteuerung (Leistungselektronik) begrenzt wird. Theoretisch sind Auflösungen im Subnanobereich möglich [17].

Aber auch in der Automobilbranche haben Piezostapelaktoren Einzug gehalten. Sie werden bei der Kraftstoffeinspritzung in Common-Rail-Systemen eingesetzt. Aufgrund der mit Piezostapelaktoren realisierbaren hohen Dynamik ist es möglich, über den Einspritzzeitpunkt und die Einspritzmenge des Treibstoffs die Verbrennung günstig zu beeinflussen [23].

Eine gute Übersicht der Einsatzbedingungen von Piezostapelaktoren im Kleinsignalbereich (KS) wird in [17] gegeben. Das Verhalten der Aktoren lässt sich im KS durch lineare Gleichungen recht einfach beschreiben. Unter dem KS wird definitionsgemäß ein elektrisches Feld von 0 bis 500V/mm verstanden. Bei größeren elektrischen Feldern verhalten sich die Aktoren zunehmend nichtlinear, was sich hauptsächlich in einem hysteresebehafteten Verhalten ausdrückt, welches in Abbildung 16 dargestellt wird. Bei Piezostapelaktoren werden Nieder- und Hochvoltaktoren unterschieden, wobei Niedervoltaktoren mit kleineren Spannungen meist im Bereich von 0-100V und Hochvoltaktoren im Spannungsbereich von 0-1000V betrieben werden. Das Verhalten von Hochvoltaktoren und deren Materialparameter im Großsignalbereich (GS) ($E \geq 500\text{V/mm}$) wird in [24], [25] und [26] beschrieben. Bisher gibt es keine hinreichend genauen physikalischen Modelle zur Beschreibung von Piezostapelaktoren. Deshalb werden überwiegend phänomenologische Modelle zur Modellierung des Großsignalverhaltens herangezogen. Mit diesen Modellen ist es möglich das Verhalten der Piezostapelaktoren im GS mit unterschiedlichen Spannungsamplituden ausreichend genau darzustellen. Zukünftig soll es möglich werden unterschiedliche Rahmenbedingungen, wie Vorspannung und Temperatur ebenso abzubilden. Das nichtlineare hysteresebehaftete Verhalten von Piezostapelaktoren wird von Hegewald [27] beschrieben. Dabei handelt es sich um ein phänomenologisches Modell, welches Preisachoperatoren zur Modellierung der Nichtlinearität benutzt. Diese Modellierungsart zeichnet sich durch eine gute numerische Berechenbarkeit aus.

Im Bereich der Leistungselektronik zur Spannungssteuerung von Piezostapelaktoren haben sich drei Verstärkerarten etabliert: Analoge Verstärker der Klasse A und C sowie schaltende Verstärker der Klasse D. Klasse C Verstärker zeichnen sich durch eine hohe Signalqualität und Dynamik aus. Bei diesen ist es jedoch nicht möglich Energie zurückzugewinnen, was sie als Leistungselektronik für hochdynamische Anwendungen, wie eine aktive Schwingungsdämpfung, sehr unwirtschaftlich macht. Es werden bis zu 70% der Feldenergie in Wärme umgewandelt. Eine Rückgewinnung der im Aktor gespeicherten elektrischen Energie ist mit Verstärkern der Klasse D möglich. Damit kann die Verlustleistung gesenkt werden und nur noch ca. 39% der Feldenergie pro Zyklus müssen durch ein

Netzteil bereitgestellt werden [28]. Nachteil dieser Verstärkerklasse ist die verminderte Signalqualität. Klasse A Verstärker werden im Zusammenhang mit sehr hoher Kleinsignaldynamik und hoher Signalgüte genannt. Kommerziell erwerb-bare Klasse A Verstärker werden nur im KS verwendet. Im GS werden üblicher-weise Klasse D Verstärker eingesetzt.

Ein neuartiger Ansatz sind hybride Verstärker. Sie vereinen die Vorteile der ana-logen Verstärker der Klasse C und die der schaltenden Verstärker der Klasse D. Dies ermöglicht einen verlustarmen Betrieb durch Rückspeisung verbunden mit einer hohen Signalqualität [28].

Allgemeiner lässt sich festhalten, dass Piezostapelaktoren dann sinnvoll einge-setzt werden können, wenn kleine präzise Auslenkungen und große Kräfte ge-fordert sind [24], [25]. Zudem besitzen Piezostapelaktoren den Vorteil, dass sie in Bezug auf ihr Eigengewicht hohe Kräfte stellen können und eine hohe Steifig-keit besitzen [22]. Dies ermöglicht den Einbau der Aktoren direkt im Kraftfluss einer Lagerung, ohne dass die Eigenfrequenzen der Gesamtstruktur aufgrund des aktiven Systems gesenkt werden. Außerdem ist eine hochdynamische Arbeits-weise, vorausgesetzt eine geeignete und leistungsfähige Ansteuerelektronik ist vorhanden, mit den Aktoren möglich.

Der Ansatz der ALA von Rotoren mit Piezostapelaktoren und deren Umsetzung wurde zum ersten Mal Ende der 80er Jahre von Palazzolo in [29] vorgestellt. Eine überkragende Welle mit zwei Lagern, deren Lageraußenringe durch Feder-käfige aufgehängt sind, bildet die Grundlage der Untersuchung. Die ALA wurde nur an einem der beiden vorhandenen Lager appliziert. Über eine einfache Ge-schwindigkeitsregelung (DT_1 -Regelung) und eine modellbasierte LQR-Regelung (Linear-Quadratischer-Optimalregler) wurden im experimentellen Versuch Dämpfungskonstanten im Bereich von 10000-14000Ns/m erzeugt. Eine Abbil-dung dieses Verhaltens in der Simulation gelang jedoch nur begrenzt. In [30] erweiterte Palazzolo den möglichen Drehzahlbereich, sodass ein Durchfahren der 1. Resonanzstelle eines Rotors experimentell nachgewiesen werden konnte. Bei den hierfür eingesetzten Reglertypen handelt es sich um PD- und DT_1 -Regler. Aufgrund der gewonnenen Ergebnisse wird ein Einsatz einer ALA mit Piezosta-pelaktoren in einem Triebwerk empfohlen. In [31] wird eine Strategie entwi-ckelt, mit der die Regelparameter automatisiert ermittelt werden können. Die beengten Platzverhältnisse an den Lagerstellen von Flugtriebwerken erfordern die Entwicklung von neuen Lösungsansätzen zur geometrischen Integration der Aktorik. In [32] wird ein solcher Ansatz vorgestellt. Die Aktoren verdrängen

flüssigen PVC-Kunststoff, der in ein Rohr gefüllt wurde. Diese Konstruktion ermöglicht die Kraft und Dehnung der Aktoren geometrisch umzuleiten. So ist eine radiale Anordnung der Aktoren bezüglich des Rotors nicht mehr notwendig. Auch in dieser Konfiguration wurde eine Reduktion der Schwingungen eines Rotorsystems sowohl theoretisch als auch im Versuch nachgewiesen.

Die Technik der ALA wurde auch bei gleitgelagerten Rotoren eingesetzt, wie in [33] und [34] dargestellt. Carmignani [33] behandelt einen einseitig konventionell gelagerten Rotor mit einem zweiten exzentrisch angeordneten Gleitlager, das durch Piezostapelaktoren aktiv gelagert wird. Eine Reduktion der Schwingungen konnte nachgewiesen werden. In [34] wird von Przybylowicz ein in zwei Gleitlagern abgestützter starrer Rotor über eine aktive Lagerebene (LE) schwingungsgemindert. Dabei konnte durch den Einsatz des ALA die Stabilitätsgrenze des Rotorsystems deutlich erhöht werden.

Neuere Arbeiten benutzen für die aktive Schwingungskontrolle komplexere Regelalgorithmen, wie eine LQR-Regelung oder eine μ -Regelung, wie sie in den Quellen [35] und [20] beschrieben werden. Alizadeh stellt in [35] und Ehmann in [36] eine Auslegung einer ALA vor, um bei einem Bentley Nevada Prüfstandsrotor aktiv Schwingungen zu vermindern. Die Schwingungsminderung wird zum einen mit einem Integral-Force-Feedback-Regler (IFF-Regler) und zum anderen mit einem robusten Regler realisiert.

Ein sich von den herkömmlichen Konstruktionen stark unterscheidendes Konzept wird von Li in [37] vorgestellt. Der zweifach gelagerte Rotor wird am aktiven Lager von drei über den Umfang gleichmäßig verteilten Aktoren ohne Vorspannelemente abgestützt. Als Reglerprinzipien wird ein H_∞ -Regler allein und in hybrider Form und einem selbstlernenden Algorithmus verwendet.

Hohe Schwingungsreduktionen werden in den Quellen [38] und [39] mit einer LQG und einer LQR-Regelung erzielt. Die dargestellten Ergebnisse zeigen das Potenzial der Technik im Zusammenhang mit einem LQ-Regler auf, wobei die Quellen unterschiedliche Lagerungsanordnungen für die Testrotoren verwenden. Neben dem klassischen Ansatz des zweifach gelagerten Rotors in [39] wird in [38] ein dreifach gelagerter Rotor mit zwei aktiven LEn verwendet.

Der Einsatz der neuen Technik richtet sich in der Industrie oft nach dem Kosten-Nutzen-Verhältnis. Damit der Einsatz einer teureren ALA lohnenswerter wird, ist es notwendig den Funktionsumfang der Lagerung zu erweitern. Wird auf eine digitale Datenerfassung und -verarbeitung zurückgegriffen, kann mit geringem Aufwand ein Fehlerdiagnosesystem mit integriert werden. Durch die Verwen-

dung einer solchen modellbasierten Fehlererkennung können verschiedene Fehler eines Triebwerks und Sensor- bzw. Aktorfehler erkannt werden [40].

Ausgangspunkt der vorliegenden Arbeit ist eine Fallstudie zur Integration einer ALA mit Piezostapelaktoren in ein Flugtriebwerk. Nach Ermittlung der Anforderung und einer entsprechenden Auslegung einer Aktorik für ein BR700 Triebwerk wird in [41] die Empfehlung gegeben, Piezostapelaktoren zur aktiven Schwingungsreduktion innerhalb eines Triebwerks einzusetzen.

Der erste Schritt zur Weiterentwicklung der ALA ist die Applikation des neuartigen Dämpfungselements an einem Rotor, der rotordynamisch vergleichbar mit einem Flugtriebwerksrotor ist und bisher mit QÖD betrieben wurde. So kann ein direkter Vergleich zwischen der Leistungsfähigkeit der ALA und der bestehenden QÖD Technik gezogen werden.

Die konstruktive Integration der ALA in die Triebwerksumgebung ist nicht Bestandteil dieser Arbeit.

1.3 Zielsetzung

Allen bisherigen Quellen, die sich mit der Entwicklung einer ALA beschäftigen, ist eines gemeinsam:

Bei allen Untersuchungen werden kleine Forschungsrotoren verwendet. Laut der Definition des Technology Readiness Levels (TRL) [42] lässt sich mit solchen Rotoren ein TRL 3 erreichen. Es kann lediglich die prinzipielle Funktionsweise der Technik nachgewiesen werden. Um das TRL 4 zu erreichen, ist ein Durchführen von Messläufen an einem Testobjekt in Originaldimensionen unter Berücksichtigung der jeweiligen realen technologischen Elemente notwendig. An der Technischen Universität Darmstadt am Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau steht ein solcher Testrotor mit Originalmaßen eines mittelgroßen Turbinenläufers zur Verfügung. Dieser war zu Beginn mit QÖD ausgestattet, welche durch eine ALA mit Piezostapelaktoren ersetzt wurden. Er entspricht einem realen Niederdruckrotor in Masse, Drehträgheit und Massenschwerpunkt und bildet so das rotordynamische Verhalten eines realen Triebwerksrotors ab. So kann mit diesem Prüfstand neben dem Erreichen des TRLs 4 erstmals ein direkter Leistungsvergleich zwischen konventionellen QÖD und einer ALA erfolgen. Die Messungen mit QÖDn wurden im Vorfeld im Rahmen der Dissertation von Peters [43] durchgeführt. Aus den beschriebenen Randbedingungen leiten sich die Ziele für die vorliegende Arbeit wie folgt ab:

- Entwurf einer indirekten aktiven Lagerabstützung mit Piezostapelaktoren und Integration derselben in die bestehende Prüfstandsumgebung
- Simulation des mechatronischen Gesamtsystems
- Entwurf von Gütekriterien und einer Regelungsstrategie zur Reduktion der Rotorschwingungen
- Aufbau und Inbetriebnahme einer Echtzeitumgebung in Hard- und Software
- Erweiterung der bestehenden Prüfstandselektronik
- Inbetriebnahme des Prüfstandes und Durchführen von Testläufen zur Schwingungsreduktion der Rotorschwingungen
- Analyse und Vergleich der Reduktionsfähigkeit des passiven (QÖD) und aktiven Dämpfungselements (ALA)

Die Bearbeitung und der Inhalt dieser Arbeit teilen sich folgendermaßen auf:

Die zum besseren Verständnis dieser Arbeit notwendigen Grundlagen werden im 2. Kapitel vorgestellt. Dies beinhaltet eine kurze Einführung in die Technik von QÖDn und von aktiven Systemen zur Reduktion von Schwingungen. Abgeschlossen wird das Kapitel durch Darstellung des in dieser Arbeit verwendeten Datenauswertungsverfahrens.

In Kapitel 3 werden die beiden verwendeten Prüfstandskonfigurationen des passiven und aktiven Aufbaus vorgestellt. Hierunter fallen die geometrische Integration der aktiven Komponenten in die bestehende Struktur und die sich daraus ergebenden Veränderungen im Schwingungsverhalten des Prüfstandes.

Kapitel 4 beschreibt die Auslegung der Regelung zur Schwingungsreduktion sowie die gesamte Modellbildung. Mit Hilfe eines numerischen Modells kann das Schwingungsverhalten unter Berücksichtigung des geschlossenen Regelkreises vorhergesagt werden.

Im 5. Kapitel dieser Arbeit wird das Schwingungsverhalten des aktiv gelagerten Rotors anhand von Messdaten analysiert und mit den vorliegenden Schwingungsdaten des QÖD-Designs verglichen. So kann erstmalig ein direkter Vergleich der beiden Prinzipien zur Schwingungsreduktion am gleichen Versuchsrotor gezogen werden.

Das 6. und letzte Kapitel gibt eine Zusammenfassung der Erkenntnisse dieser Arbeit und einen Ausblick auf interessante Problemfelder, die sich bei der Bearbeitung dieser Arbeit aufgetan haben.

2 Grundlagen

Aus den vielen Möglichkeiten, Schwingungen zu reduzieren, wurden zwei ausgewählt, um diese miteinander am Beispiel eines rotordynamischen Systems in Bezug zu setzen.

In diesem Kapitel werden die Grundlagen zum Verständnis der verwendeten Dämpferelemente erläutert. Im ersten Abschnitt wird auf die passive Variante des QÖDs eingegangen. Darauf folgend wird die ALA mit ihren vier Hauptelementen mechanischen Strecke, Sensorik, Regler und Aktorik betrachtet. Abschließend wird kurz auf das in dieser Arbeit verwendete Auswertungsverfahren von Rotorschwingungen eingegangen.

2.1 Passive Schwingungsdämpfung mit QÖD

QÖD sind Dämpfungselemente für rotierende Systeme. Sie werden vorrangig zur Reduktion von Schwingungen in Flugtriebwerken, aber auch in Turboladern und kleineren Dampfturbinen eingesetzt. Bei Flugtriebwerken begrenzen die QÖD die durch Unwuchten erregten Schwingungen und damit ebenso die dynamischen Kräfte auf das Flugtriebwerksgehäuse innerhalb einer Resonanz [1].

Wie in Abbildung 4 zu sehen ist, setzt sich ein QÖD aus einer Innenlauffläche, einer Außenlauffläche, einem Spalt (2% des Wälzlageraußenringdurchmessers) und Zuführnuten oder -bohrungen zusammen.

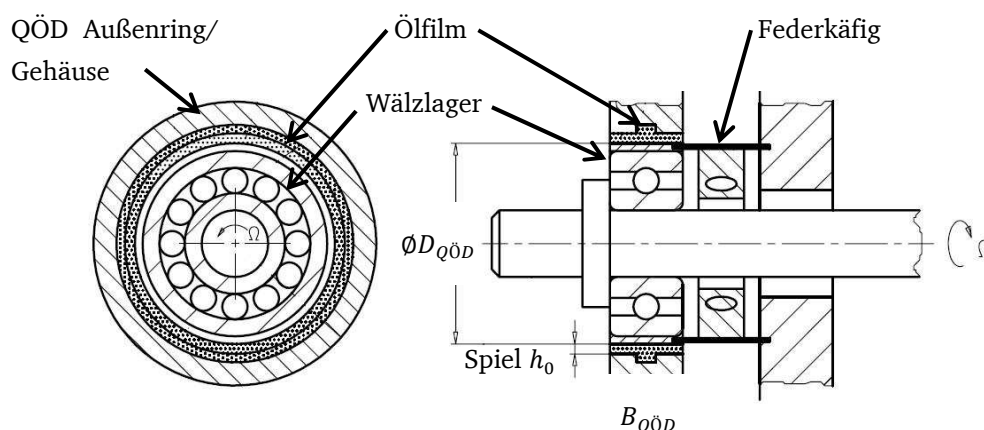


Abbildung 4: Quetschöldämpfer Aufbau aus [1]

Je nach konstruktiver Variante der QÖD wird die innere Lauffläche durch einen Federkäfig zentriert und gegen Rotation gesperrt. Durch Integration eines Fe-

derkäftig kann eine Gewichtskompensation und Zentrierung des Rotors im Lagerzapfen realisiert werden. Die Rotationssperrung stellt den typischsten Unterschied zu Gleitlagern dar. Ohne Rotation des Zapfens baut sich kein statischer hydraulischer Druck im Spalt auf, sodass der QÖD keine statischen Tragfähigkeiten (statische Steifigkeit) besitzt [1].

Der erreichbare Dämpfungsgrad des QÖDs hängt von verschiedenen Faktoren ab.

- Art der Ölzufuhr:

Eine Zuführung des Öls in den Spalt ist durch mittige oder seitliche Ringnuten, Zuführungsbohrungen oder Taschen möglich.

- Dichtungsart / -ausführung:

Es werden beispielsweise QÖD verwendet, die durch Kolbenringe gedichtet werden, aufgrund derer ein Austritt des Öls in axialer Richtung verhindert wird. Aber auch offene ungedichtete Ausführungen kommen in der Praxis zur Anwendung.

- Zentrierungsgrad:

Federkäfte dienen dazu, den Rotorzapfen innerhalb des QÖDs zu zentrieren und das Gewicht des Rotors an der Lagerstelle zu kompensieren. Prinzipiell ist es möglich den Federkäfig der Einfachheit halber oder aus Kostengründen nicht vorzusehen. Dann liegt jedoch im gesamten Drehzahlbereich des Rotors ein nichtlineares Dämpfungsverhalten des QÖDs vor.

Unter bestimmten Voraussetzungen kann beim QÖD von linearem Verhalten ausgegangen werden. Dies ist bei zentrierten QÖDn der Fall, falls maximal 30% des Quetschöldämpferspalts aufgrund der Zapfenschwingungen in Anspruch genommen werden und wenn innerhalb des Quetschfilms keine Kavitation vorliegt. Zur analytischen Berechnung der Dämpfungskonstanten von QÖDn wird grundsätzlich zwischen der so genannten Kurzlagertheorie und der Breitlagertheorie unterschieden.

Eine Voraussetzung für eine Anwendung der Kurzlagertheorie ist, dass das Verhältnis zwischen der Breite $B_{QÖD}$ und dem Durchmesser $D_{QÖD}$ des QÖDs den Wert von 0,25 ($\beta_{QÖD} = B_{QÖD}/D_{QÖD}$) nicht überschreiten darf [1]. Die Konsequenz dessen ist, dass der axiale Druckgradient wesentlich größer als der Umfangsdruckgradient ist und damit die Umfangsrichtung vernachlässigt werden

kann. Solch ein QÖD, besitzt keine seitlichen Dichtungen und Öl tritt über diese Flächen ungehindert aus.

Die Reynoldsgleichung für einen QÖD dessen Lageraußenring keine Rotationsbewegung ausführt, also $\Omega = 0$ ist, formuliert sich folgendermaßen:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\delta}{\delta \varphi} \left(\frac{h^3 \delta p}{\delta \varphi} \right) + h^3 \frac{\delta^2 p}{\delta x^2} = 6\eta_{öl} [-2e\dot{\gamma} \sin(\varphi) - 2\dot{e} \cos(\varphi)] \quad 2.1$$

In Gleichung 2.1 beschreibt R den Quetschöldämpferradius, φ die Umfangskoordinate, x die axiale Koordinate, p den Druck, $\eta_{öl}$ die Zähigkeit des Öls, e die Exzentrizität des Lagerzapfens im QÖD, \dot{e} die Radialgeschwindigkeit und $\dot{\gamma}$ die Winkelbewegung.

Unter Berücksichtigung der Spaltfunktion

$$h(\varphi, t) = h_0 - e(t) \cos \varphi \quad 2.2$$

und der Annahme, dass im Kurzlager die Ableitung des Drucks in Umfangsrichtung $\delta p / \delta \varphi = 0$ ist, folgt nach Vereinfachung von Gleichung 2.1 mit Gleichung 2.2 die Druckfunktion

$$p(\varphi, x, t) = 3\eta_{öl} \frac{2\dot{\gamma} e \sin(\varphi) - 2\dot{e} \cos(\varphi)}{(h_0 - e \cos(\varphi))^3} \left(\frac{B^2}{4} - x^2 \right) + p_0 \quad 2.3$$

Über die Reynoldsgleichung 2.1 für Schmierfilme lässt sich mit Hilfe der Spaltfunktion 2.2 also die Druckfunktion 2.3 berechnen. Durch Integration der Druckfunktion können die Kräfte in Umfangsrichtung (F_u) und in radialer Richtung (F_r) bestimmt werden. An dieser Stelle der Berechnung wird zwischen dem kavitationsfreien Betrieb (2π -Theorie) und dem Auftreten von Kavitation (π -Theorie) unterschieden. Weiterführende Informationen können in [1] nachgelesen werden.

Für die 2π -Theorie berechnen sich die Umfangs- und Radialkräfte in Matrix-Schreibweise wie folgt:

$$\begin{bmatrix} F_r \\ F_u \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} d_{rr} & 0 \\ 0 & d_{uu} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{e} \\ e\dot{\gamma} \end{bmatrix} \quad 2.4$$

„Die beiden Dämpfungskoeffizienten d_{uu} und d_{rr} sind nichtlineare Funktionen der relativen Auslenkung $e_0 = e/h_0$ “ [1]. In der vorangegangenen Gleichung steht h_0 für den radialen Spalt des QÖDs. Dies bedeutet, dass mit größerer Exzentrizität des Rotorzapfens die Dämpfungskoeffizienten zunehmen und somit die dämpfende Wirkung erhöht wird.

Neben den kurz dargestellten Grundlagen von QÖDn findet sich in der Literatur eine Vielzahl von weiterführenden QÖD-Modellen. El-Shafei [44] beispielsweise berücksichtigt bei der von ihm entwickelten sehr umfangreichen Modellierung der QÖD Trägheitskräfte und Kinematik.

San Andreas und Vance [45] gehen ebenfalls auf die Trägheitskräfte ein, jedoch in geringerem Umfang als El-Shafei. Der Schwerpunkt dieser Literaturquelle liegt in der Modellierung von gedichteten QÖDn. Mit Hilfe von Korrekturtermen wird der unendlich lange Dämpfer so modifiziert, dass mit der realen Länge gerechnet werden kann.

Das Vorgehen von Schwer [46] ist gegenüber dem Vorgehen von San Andreas und Vance konträr, da er zwar ebenfalls die Trägheitskräfte berücksichtigt, jedoch den unendlich kurzen Dämpfer auf die endliche Länge des wirklichen Dämpfers korrigiert [47].

Zur besseren Übersicht werden die Abhängigkeiten der vorgestellten Modelle in Abbildung 5 dargestellt:

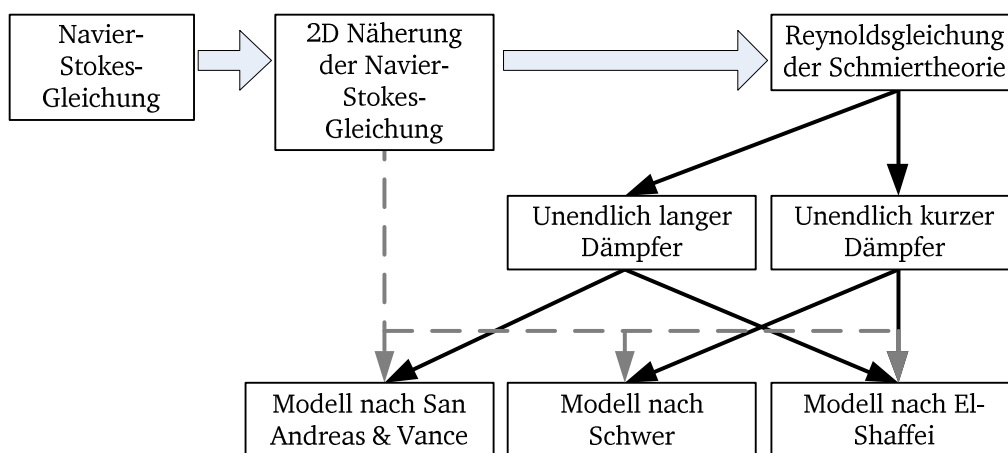


Abbildung 5: Zusammenhang von QÖD-Modellen nach [47]

2.2 Aktive Schwingungsminderung

Bei der aktiven Schwingungsminderung wird aktiv auf den Prozess Einfluss genommen. Hauptkomponenten eines aktiven Systems sind die mechanische Strecke, die Sensorik, der Regler und die Aktorik. Mit diesen Komponenten soll es möglich werden, das Schwingungsverhalten einer elastischen Struktur zu verändern und zu beeinflussen. Hierfür ist ein Sensor notwendig, der an einer geeigneten Stelle die Schwingungen der Struktur erfasst und einem Regler zur Verfügung stellt. Das Sensorsignal wird in Abhängigkeit des Regelungsziels innerhalb des Reglers nach seinen Gesetzmäßigkeiten verarbeitet und ein Stellsignal ausgegeben. Das Stellsignal wird nach einer Verstärkung an die Aktorik weitergeleitet, die dann Einfluss auf die elastische Struktur nimmt.

Die vier Hauptelemente sollten so zusammenarbeiten, dass ein vorher definiertes Gütekriterium erfüllt werden kann.

2.2.1 Modellbildung der mechanischen Strecke

Durch die Modellierung der mechanischen Strecke soll das dynamische Verhalten hinreichend genau (für den jeweiligen Verwendungszweck) vorhergesagt werden können. Mit Hilfe der Strukturodynamik ist es möglich die Schwingungsantworten aufgrund von dynamischen Belastungen vorauszuberechnen.

Eine Grundvoraussetzung zur Beschreibung von Systemen stellt die Linearität dar. Die Definition der Linearität ist nach [48] folgende: „Ein System heißt genau dann linear, wenn ... das Superpositionsprinzip für beliebige Linearkombinationen von Eingangsgrößen ... gilt.“ Oder anders formuliert: „Lässt man nacheinander auf den Eingang eines Systems n beliebige Eingangsgrößen $x_{ei}(t)$ einwirken und bestimmt die Systemantworten $x_{ai}(t)$, so ergibt sich die Systemantwort auf die Summe der n Eingangsgrößen als Summe der n Systemantworten $x_{ai}(t)$.“

$$\sum_{i=1}^n k_i x_{ai}(t) = K \sum_{i=1}^n k_i x_{ei}(t) \quad 2.5$$

Die Größen $x_{ai}(t)$ und $x_{ei}(t)$ beschreiben die Ein- und Ausgangsgrößen bei dynamischem Verhalten, die durch den Operator K miteinander verknüpft werden. Die Größe k_i wird als reelle Konstante definiert.

Mechanische Komponenten innerhalb von mechatronischen Systemen sind häufig mit sehr komplexen Strukturen verbunden, die analytisch nur schwer oder gar nicht zu beschreiben sind. Eine Möglichkeit den Komplexitätsgrad zu senken und die Struktur durch gewöhnliche Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten zu beschreiben, besteht durch den Einsatz von Näherungsverfahren wie dem von Rayleigh und Ritz [12]. Eine andere Möglichkeit stellt die Methode der finiten Elemente (FE-Methode) dar. Die Struktur wird in kleine Teilstücke (finite Elemente) zerlegt. Der Elementverschiebungszustand kann dann durch lokale Ansatzfunktionen ermittelt werden. Der Gesamtverschiebungszustand lässt sich einfach erschließen, indem die lokalen Verschiebungszustände überlagert werden. So werden die komplexen Strukturen und ihre Dynamik durch lineare Beziehungen dargestellt. Diese Beschreibungsweise ist für eine Vielzahl von Strukturen ausreichend. Mit den Verschiebungen bzw. Verschiebungsgradienten können über das Hook'sche Gesetz (Werkstoffgesetz) die Spannungen berechnet werden, die letzten Endes zur Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_q der Bewegungsgleichung (siehe Gleichung 2.6) umgeformt werden kann. Unter Rücksichtnahme auf Geometrie und Dichte des eingesetzten Materials ist es möglich auf die Massenmatrix \mathbf{M}_q schließen. Auf die Dämpfungsmatrix \mathbf{D}_q wird gesondert geschlossen [10].

Dämpfung tritt dann auf, wenn durch irreversible Prozesse eine Dissipation von Energie erfolgt. Dabei beschreibt innere Dämpfung die dissipierenden Prozesse zwischen Fügestellen wie beispielsweise Materialdämpfung, Pressverbänden oder sonstigen internen Reibpaarungen. Sie ist in der Regel bei metallischen Strukturen relativ schwach ausgeprägt [10] (Dämpfungsgrade $<0,05$ für wälzgelagerte Rotoren [1]).

Wird Dämpfung von außen zugeführt, spricht man von äußerer Dämpfung. Dies kann über passive Dämpfungselemente wie QÖD oder durch aktive Dämpfungselemente wie eine Aktorik geschehen. Eine passende Beschreibung der Dämpfung wird mit der Caughey-Dämpfung möglich. Durch die Kongruenztransformation der Bestandteile der allgemeinen Bewegungsgleichung wird eine Entkopplung ermöglicht [11].

Die allgemeine Bewegungsgleichung eines gedämpften Systems mit der Erregung \mathbf{F}_q lautet in Matrizenschreibweise:

$$\mathbf{M}_q \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}_q \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}_q \mathbf{q} = \mathbf{F}_q \quad 2.6$$

Durch Betrachten des Eigenverhaltens also $\mathbf{F}_q = 0$ und Lösen der homogenen Differentialgleichung 2. Ordnung mit dem Ansatz $\mathbf{q}(t) = \hat{\mathbf{q}}e^{\lambda t}$ erhält man folgendes Eigenwertproblem:

$$(\lambda_n^2 \mathbf{M}_q + \lambda_n \mathbf{D}_q + \mathbf{K}_q) \hat{\mathbf{q}} e^{\lambda t} = 0 \quad 2.7$$

Die Lösung des Eigenwertproblems liefert die Eigenwerte $\lambda_{1,2} = -\delta_n \pm i\omega_n$ für schwache Dämpfung, die sich aus den modalen Abklingkonstanten $\delta_n = \omega_{0n} D_n$ und den gedämpften Eigenkreisfrequenzen $\omega_n = \omega_{0n} \sqrt{(1 - D_n^2)}$ zusammensetzen. ω_{0n} entspricht dabei den ungedämpften Eigenkreisfrequenzen und D_n den modalen Dämpfungsgraden.

Mit Kenntnis der Eigenfrequenzen ist es möglich die zu den Eigenwerten passenden Eigenformen mit folgender Gleichung zu berechnen:

$$(\lambda_n^2 \mathbf{M}_q + \lambda \mathbf{D}_q + \mathbf{K}_q) \boldsymbol{\varphi}_n = 0 \quad 2.8$$

Die Lösungen von $\boldsymbol{\varphi}_n$ entsprechen den Eigenformen. Sie beschreiben die Schwingform der jeweiligen Eigenfrequenz. Daraus ergibt sich die allgemeine Lösung der homogenen Differentialgleichung $\mathbf{q}(t) = \sum_{n=1}^N \boldsymbol{\varphi}_n \hat{q}_n e^{\lambda_n t}$. Durch eine Anpassung und geeignete Wahl der Normierungsfaktoren \hat{q}_n kann die Schwingung an die Anfangsbedingung angepasst werden [10].

Systemmatrizen, die mit Hilfe von FE-Methoden gewonnen werden, sind bei komplexen Geometrien oft sehr groß und die Lösung der Gleichungssysteme bedarf langer Rechenzeiten. Eine Methode, die Matrizengröße zu verkleinern, ist die modale Reduktion.

Dazu kann mit den Eigenvektoren $\boldsymbol{\varphi}_{1-n}$ die Modalmatrix $\boldsymbol{\Phi} = [\boldsymbol{\varphi}_1, \boldsymbol{\varphi}_2, \dots, \boldsymbol{\varphi}_n]$ aufgestellt werden und die Bewegungsgleichung modal (Index m) dargestellt werden.

$$\mathbf{M}_m \ddot{\mathbf{q}}_m + \mathbf{D}_m \dot{\mathbf{q}}_m + \mathbf{K}_m \mathbf{q}_m = \mathbf{f}_m \quad 2.9$$

Mit dem Ausdruck $\mathbf{q} = \Phi \mathbf{q}_m$ werden die physikalischen Freiheitsgrade in modale Freiheitsgrade umgeformt. Die Systemmatrizen werden wie folgt berechnet:

$$\mathbf{M}_m = \Phi^T \mathbf{M}_q \Phi \text{ (Matrix der modalen Masse)}$$

$$\mathbf{D}_m = \Phi^T \mathbf{D}_q \Phi \text{ (Matrix der modalen Dämpfungskonstanten)}$$

$$\mathbf{K}_m = \Phi^T \mathbf{K}_q \Phi \text{ (Matrix der modalen Steifigkeiten)}$$

Gleichung 2.9 besteht aus n unabhängigen Differentialgleichungen. Eine modale Darstellung ist nur bei Caughey-Dämpfung möglich. Es gelten die Diagonalisierungsbedingungen $\mathbf{K}_q \mathbf{M}_q^{-1} \mathbf{D}_q = \mathbf{D}_q \mathbf{M}_q^{-1} \mathbf{K}_q$ [11].

Oft wird nur in einem kleinen Frequenzbereich gearbeitet und die Moden höherer Ordnungen haben einen nur sehr geringen, vernachlässigbaren Einfluss auf den interessanten Frequenzbereich. Eine Reduktion des Modells im modalen Raum wird durch Abschneiden dieser uninteressanten Moden höherer Ordnungen möglich [10].

Häufig wird in der Regelungstechnik eine besondere Beschreibungsform der Bewegungsgleichung gewählt. Mit der Zustandsraumdarstellung (ZRD) ist es möglich, beliebige Differentialgleichungen in eine einheitliche, mathematische Form zu bringen, bei der Eingangs- und Ausgangsgrößen formal miteinander verknüpft sind. Die ZRD wird wie folgt beschrieben [10]:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) \quad 2.10$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}\mathbf{u}(t) \quad 2.11$$

Mit dem Zustandsvektor $\mathbf{x}(t)$, dem Eingangsvektor $\mathbf{u}(t)$, der Systemmatrix \mathbf{A} , der Eingangsmatrix \mathbf{B} , der Ausgangsmatrix \mathbf{C} , der Durchgangsmatrix \mathbf{D} und dem Ausgangsvektor $\mathbf{y}(t)$.

2.2.2 Sensorik

Nach [49] wird eine Sensorik zu drei Messaufgaben eingesetzt.

1. Überwachen von Prozessen
2. Regeln von Prozessen

3. Quellen wissenschaftlicher Erkenntnis

Mit den am Prüfstand eingesetzten Sensoren werden die ersten zwei Messaufgaben umgesetzt. Zum einen werden die Signale zum Überwachen und Steuern von Zuständen gemessen, die für den Prüfstandbetrieb notwendig sind. Zum anderen sollen spezielle Sensorsignale zur Regelung verwendet werden.

In Abbildung 6 wird beispielhaft ein allgemeines Messsystem dargestellt. Eine physikalische Größe wird durch den Sensor erfasst und in eine elektrische Größe umgewandelt. Über einen Signalumformer wird das Sensorsignal verstärkt, im Folgenden linearisiert und dann weiterverarbeitet. Das bearbeitete Sensorsignal wird über ein Datenerfassungssystem an ein Echtzeitbetriebssystem weitergeleitet. Mit Hilfe eines digitalen Reglers wird ein Stellsignal berechnet, das an den Prozess (Verstärker, Aktor, mechanische Strecke) zurückgegeben wird [49].

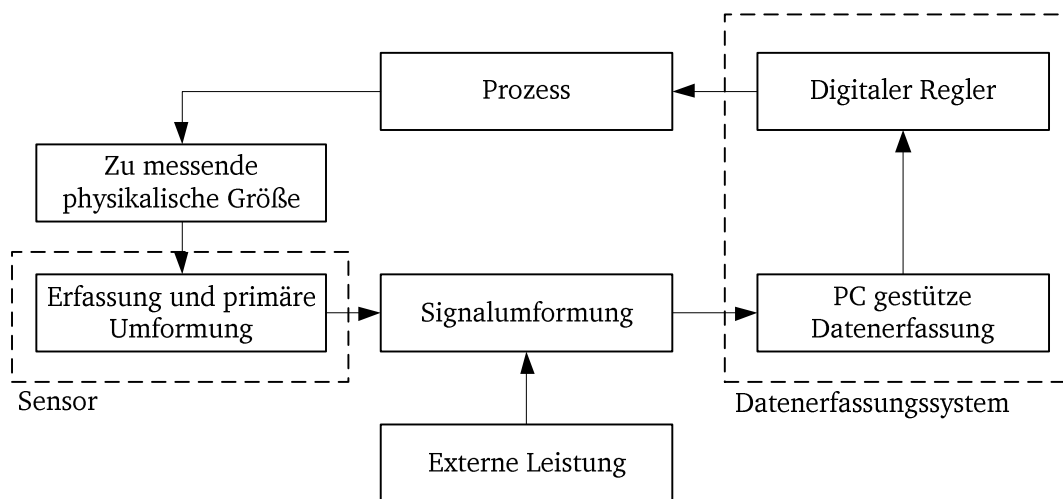


Abbildung 6: Allgemeines Messsystem [49]

2.2.3 Regler

In Abbildung 7 ist beispielhaft ein Blockschaltbild für einen Regelkreis dargestellt [50]. Zentral für eine Regelung ist die Rückführung der Ausgangsgröße der Strecke, die durch die Rückführung zur Regelgröße q wird. Ein Sensor erfasst die Regelgröße und wandelt sie in eine Rückführgröße r um. Die Rückführgröße wird mit der Führungsgröße verglichen und ergibt die Regelabweichung e . Ist eine Regelabweichung vorhanden, kann ein Regler auf das dynamische Verhalten der Strecke Einfluss nehmen. Dies wird erst durch ein Stellglied oder einen Aktor möglich, der innerhalb der Strecke platziert ist.

Zwei Szenarien, die auch zusammen auftreten können, sind denkbar. Während des Betriebes kann durch das Auftreten einer Störgröße (Szenario 1) oder die

Vorgabe eines gewünschten Führungsverlaufs (Szenario 2) eine Regelabweichung e auftreten und so den Eingriff des Reglers erzwingen [50].

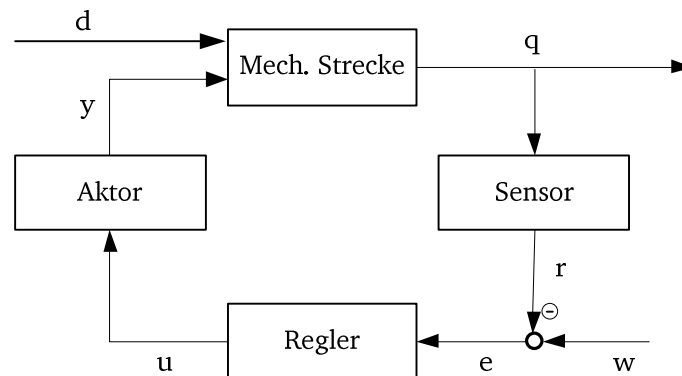


Abbildung 7: Blockschaltbild Regelung

Durch das Vorhandensein einer Störgröße und einer konstanten Führungsgröße wird in dieser Arbeit das Regelprinzip der Störgrößenunterdrückung angewendet. Die Führungsgrößenregelung und die Störgrößenunterdrückung gehören zu der Gruppe der Feedbackregelungen. Denkbar zur Lösung des Regelproblems wäre auch eine adaptive Feedforward-Steuerung. Jedoch muss in diesem Fall die Störungsgröße messbar (bekannt) sein [51]. Im Falle von Flugtriebwerken wäre dies bei bekannten Unwuchten zwar denkbar, es könnte aber auf unbekannte stochastische Störungen nicht mehr angemessen reagiert werden. Daher wird diese Art der Steuerung für die vorliegende Arbeit nicht weiter verfolgt. Vorteil einer Störgrößenregelung mit Rückführung ist, dass sie sowohl auf bekannte als auch auf unbekannte Störungen reagieren kann [50].

Nach der Beschreibung des Regelkreises werden an den Standardregelkreis folgende Forderungen gestellt [50]:

- Stabilität
- Dynamik: Die Dynamik bezieht sich auf eine Reduzierung der Schwingungen im gesamten Betriebsbereich
- Ausreichende Dämpfung

Die Forderungen können sowohl von einfachen als auch von komplexen Regelstrategien erfüllt werden. Gründe für eine komplexere Regelstrategie sind häufig Modellunsicherheiten der Regelstrecke. Je weniger eine Strecke bekannt ist, desto komplexer können die Regelstrecken werden, damit die Forderungen erfüllt werden. Jedoch kann in diesem Zusammenhang auch die Leistungsfähigkeit der Regelung sinken [50]. Bei beliebiger Regelstrecke können auch einfachere nicht modellbasierte Regelprinzipien verwendet werden.

Die wichtigste Forderung an eine Regelung ist die Stabilität des geschlossenen Kreises. Ein System heißt stabil, wenn infolge einer Anfangsbedingung der -störung die Regelgröße einem endlichen Wert zustrebt oder wenn die Pole der geschlossenen Regelstrecke links der Imaginärachse der komplexen Ebene liegen. Es gilt die Voraussetzung, dass Zähler und Nenner des linearen Übertragungsglieds der Regelstrecke keine gemeinsame Nullstelle besitzen (hinreichende Bedingung) [50].

Die Stabilität eines Regelkreises kann mit Hilfe des Nyquist-Kriteriums überprüft werden, aber auch mit anderen Kriterien, wie dem Routh oder Hurwitz-Kriterium. Hauptvorteil des Nyquist-Kriteriums ist, dass anhand des offenen Regelkreises eine Aussage über die Stabilität des geschlossenen Regelkreises getroffen werden kann.

Das Nyquistkriterium definiert sich nach [51] Satz 8.9 Nyquistkriterium folgendermaßen.

„Eine offene Kette mit der Übertragungsfunktion $G_0(s)$ führt genau dann auf einen E/A-stabilen Regelkreis (meint den geschlossenen Regelkreis), wenn die Ortskurve $G_0(j\omega)$ für $\omega = -\infty \dots + \infty$ den Punkt $-1 + 0i$ der komplexen Ebene $-n^+$ -mal im Uhrzeigersinn umschließt. Dabei bezeichnet n^+ die Zahl der Pole von $G_0(s)$ mit positivem Realteil“.

Ist die offene Regelstrecke stabil, kann Satz 8.10 (Nyquistkriterium für stabile offene Kette) angewendet werden:

„Eine stabile offene Kette mit der Übertragungsfunktion $G_0(s)$ führt genau dann zu einem E/A-stabilen Regelkreis (meint den geschlossenen Regelkreis), wenn die Ortskurve $G_0(i\omega)$ für $\omega = -\infty \dots + \infty$ den Punkt $-1 + i0$ der komplexen Ebene nicht umschließt.“

Die bis hierher beschriebenen Systeme beziehen sich auf so genannte Single-Input-Single-Output-Systeme (SISO). Bei ihnen ist genau eine Sensorgröße und genau eine Aktorgröße vorhanden. Oft ist es so, dass mehr als eine Größe des Systems beeinflusst werden soll. An dieser Stelle wird in der Regelungstechnik von den SISO-Systemen zu den Multiple-Input-Multiple-Output-Systemen (MIMO, Mehrgrößensysteme) übergegangen. Problematisch wird eine MIMO-Regelung, wenn durch die Stellgrößen gleichzeitig mehrere Regelgrößen des Gesamtsystems beeinflusst werden. Ist dies der Fall, spricht man von verkoppelten Systemen und es müssen spezielle Maßnahmen bei der Regelung eines solchen Systems getroffen werden [10].

Eine Mehrgrößenregelung wird dann notwendig, wenn Koppelungen zwischen den Größen auftreten. Prinzipiell kann von drei Konzepten zur Regelung von Mehrgrößensystemen ausgegangen werden: Von einer dezentralen Regelung, einer Regelung bei der Koppelungen entkoppelt werden und einer echten Mehrgrößenregelung.

Bei der dezentralen Regelung werden die Koppelungen als Störgrößen aufgefasst. Da Störungen per Definition unabhängige Größen sind, im Gegensatz zu Koppelungen, ist es leicht vorhersehbar, dass es bei dieser Regelungsart zu Instabilitäten kommen kann. Liegen jedoch nur schwache Koppelungen zugrunde, kann dieses Vorgehen angewandt werden. Vorteil der dezentralen Regelung ist, dass die Regelung als einfaches SISO-System behandelt werden kann [52].

Wird die Variante der Entkoppelung gewählt, ist es das Ziel, durch den Regler die Einflüsse der Koppelungen zu minimieren und so wieder zu mehreren einfachen SISO-Systemen zu gelangen. Eine Möglichkeit, einen Regler mit Entkopplungseigenschaften zu entwerfen, besteht darin, den Regler in einen Kompensationsregler und einen Hauptregler zu unterteilen und so eine vollständige oder zu mindestens teilweise Entkoppelung der einzelnen Strecken zu ermöglichen. Nachteil dieser Vorgehensweise ist, dass Kenntnisse über das Übertragungsverhalten der Koppelungen vorhanden sein müssen [52].

Bei einer echten Mehrgrößenregelung wird die Koppelung beim Reglerentwurf voll berücksichtigt und nach Möglichkeit auch genutzt. Es werden alle Regelgrößen und Stellgrößen einbezogen. Die Behandlung bedarf erweiterter Regelungstechniken [52].

Eine weitere wichtige Randbedingung, damit eine Regelung gelingen kann, ist, dass der Prozess beobachtet und gesteuert werden kann. Daher wird Folgendes definiert:

Laut [10] definiert sich Steuer- und Beobachtbarkeit für die ZRD wie folgt:

- Ein lineares System heißt steuerbar, wenn es für jeden Anfangszustand $\mathbf{x}(t_0)$ einen Eingangsvektor $\mathbf{u}(t)$ gibt, der das System innerhalb einer endlichen Zeitspanne $t_0 \leq t \leq t_1$ in den Endzustand $\mathbf{x}(t_1) = 0$ überführt.
- Ein lineares System heißt beobachtbar, wenn bei bekannter äußerer Beeinflussung $\mathbf{Bu}(t)$ und bekannten Matrizen \mathbf{A} und \mathbf{C} aus dem Ausgangsvektor $\mathbf{y}(t)$ über ein endliches Zeitintervall $t_0 \leq t \leq t_1$ der Anfangszustand $\mathbf{x}(t_0)$ eindeutig bestimmbar ist.

Nach der Definition einiger wichtiger Randbedingungen für eine Regelung eines aktiven Systems werden im Anschluss die Regler und ihr Übertragungsverhalten im Frequenzbereich selbst beschrieben.

2.2.3.1 PD-Regler

Das Übertragungsverhalten eines PD-Gliedes stellt sich wie folgt dar.

$$C_{PD} = k_{P,PD}(1 + k_{D,PD}s) \quad 2.12$$

Die einzelnen Anteile haben eine unterschiedliche Wirkung auf die mechanische Strecke. Bei Rückführung einer Auslenkung wird durch den Proportionalanteil $k_{P,PD}$ die Steifigkeit und durch den Differentialanteil $k_{D,PD}$ die Dämpfung des Systems verändert. Der $k_{D,PD}$ -Anteil darf nur bei gut gefilterten oder rauscharmen Sensorsignalen verwendet werden. In den folgenden Abbildungen wird das Übertragungsverhalten eines PD-Reglers mit einer Eckfrequenz von 100 Hz dargestellt [51].

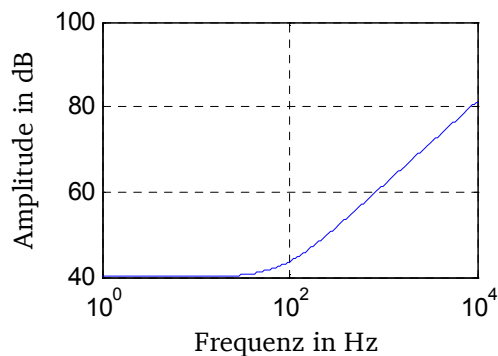


Abbildung 8: Amplitudenverlauf eines PD-Reglers

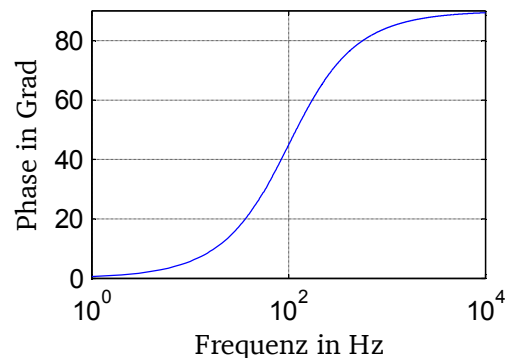


Abbildung 9: Phasenverlauf eines PD-Reglers

2.2.3.2 IFF-Regler

Werden Piezostapelaktoren verwendet, wird von Preumont in [6] eine IFF-Regelung empfohlen. Wird diese kollokiert ausgeführt, sind also Aktor und Sensor an der gleichen Stelle platziert, besitzt das System also alternierende Pol- und Nullstellen kann grundsätzlich von einem stabilen Regelverhalten ausgegangen werden.

Im Frequenzbereich lautet das Regelgesetz für den IFF-Regler, wie durch Gleichung 2.13 vorgestellt wird:

$$C_{IFF} = \frac{g}{s + \omega_f} \quad 2.13$$

Den Eingang der gezeigten Übertragungsfunktion bildet das Kraftsignal einer Kraftmessdose, der Ausgang entspricht der Stellgröße für die Aktorik. Mit dem Faktor g wird die Reglerverstärkung vorgegeben und ω_f wird als Vergessensfaktor bezeichnet. Er beschränkt die Stellfähigkeit bei niedrigen Frequenzen und verhindert so einen zu großen statischen Steifigkeitsverlust, was aber mit größeren Amplituden in den Resonanzen erkauft werden muss. Nach [53] sollte der Vergessensfaktor im Bereich zwischen 1/5 und 1/10 der zu dämpfenden dominanten Eigenfrequenz liegen.

Die Übertragungsfunktion stellt sich wie in Abbildung 10 und Abbildung 11 gezeigt dar. Die Eckfrequenz liegt wieder bei 100Hz.

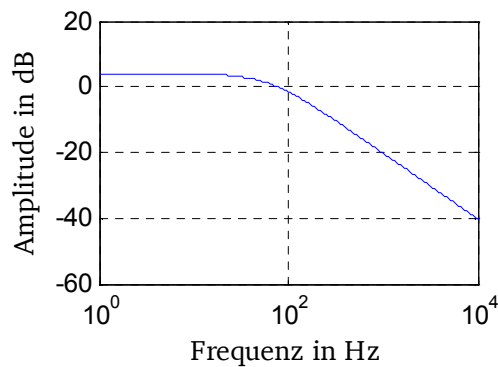


Abbildung 10: Amplitudenverlauf eines IFF-Reglers

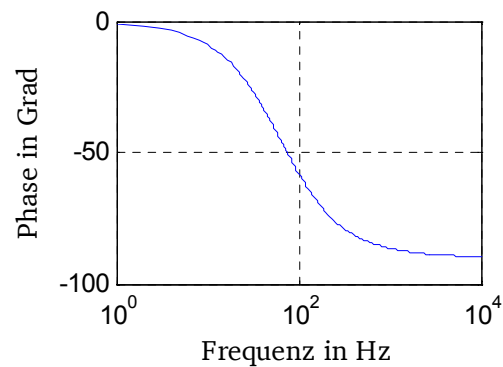


Abbildung 11: Phasenverlauf eines IFF-Reglers

2.2.3.3 DT₁-Regler

Ein reines D-Glied kann praktisch nicht umgesetzt werden [51]. Daher wird es immer als DT₁-Glieder ausgeführt. Seine Übertragungsfunktion ist folgende:

$$C_{DVF} = \frac{k_{D,DVF}s}{Ts + 1} \quad 2.14$$

$k_{D,DVF}$ definiert den differenzierenden Verstärkungsfaktor und T die Zeitkonstante. Wobei die Eckfrequenz $\omega_2 = \frac{1}{k_{D,D}} > \omega_1 = \frac{1}{T}$ gewählt werden muss. Das Übertragungsverhalten stellt sich wie folgt dar:

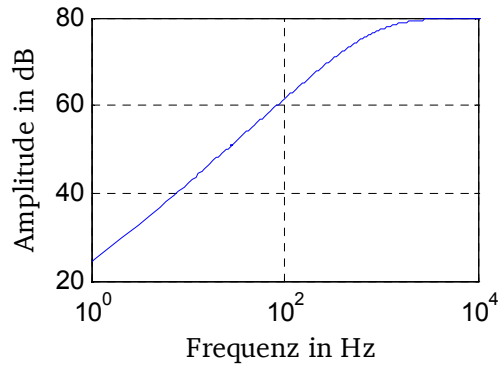


Abbildung 12: Amplitudenverlauf eines DT_1 -Reglers

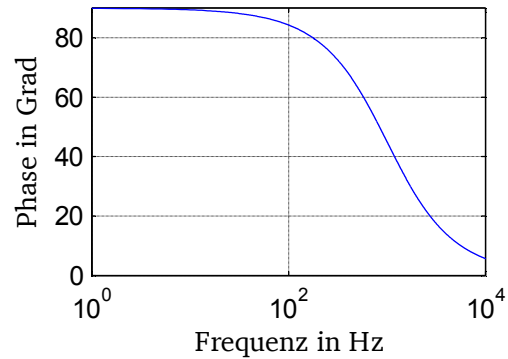


Abbildung 13: Phasenverlauf eines DT_1 -Reglers

2.2.3.4 Korrekturglieder:

Korrekturglieder haben die Aufgabe, die Phase des Systems zu korrigieren. Da ihre statische Verstärkung 1 ist, haben sie keinen Einfluss auf das statische Verstärkungsverhalten der Strecke.

Es werden zwei phasenkorrigierende Glieder vorgestellt. Die Übertragungsfunktion für beide Glieder stellt sich folgendermaßen dar:

$$C_{Kor}(s) = \frac{T_D s + 1}{T s + 1} \quad 2.15$$

Wird $T > T_D$ gewählt, handelt es sich um ein phasenabsenkendes Korrekturglied. Zwischen den beiden Frequenzen $\omega_1 = \frac{1}{T}$ und $\omega_2 = \frac{1}{T_D}$ wirkt das Korrekturglied integrierend und erzeugt eine Phasenabsenkung.

Im umgekehrten Fall handelt es sich um ein phasenhebendes Korrekturglied. Zwischen den Frequenzen $\omega_1 = \frac{1}{T_D}$ und $\omega_2 = \frac{1}{T}$ wirkt das phasenhebende Korrekturglied differenzierend. Die Amplituden- und Phasenverläufe für beide Glieder werden in Abbildung 14 und Abbildung 15 aufgezeigt [51].

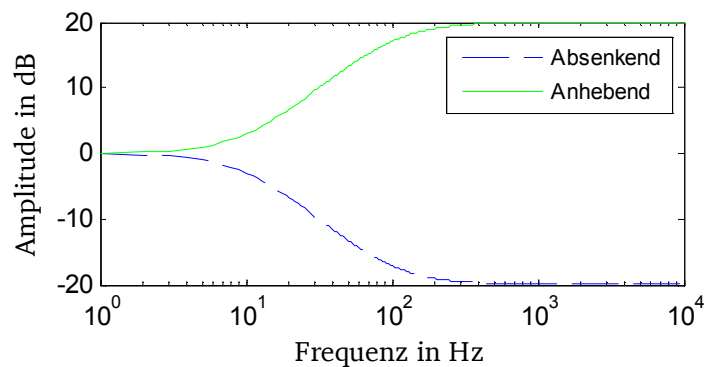


Abbildung 14: Amplitudenverläufe der Korrekturglieder

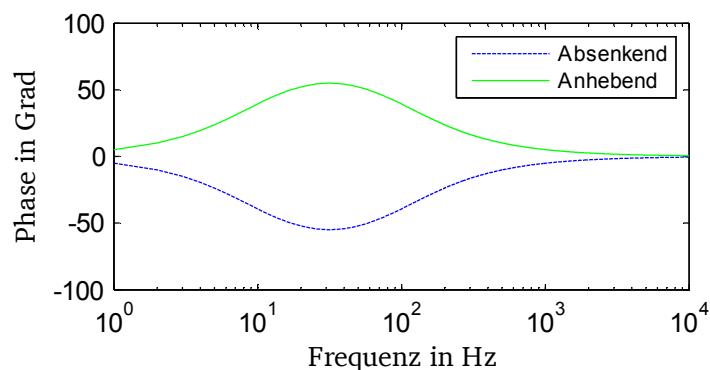


Abbildung 15: Phasenverläufe der Korrekturglieder

Ein phasenanhebendes Glied wird oft verwendet, um die Verstärkung von D-Gliedern zu begrenzen. So wird verhindert, dass hohe Frequenzen sehr hohe Verstärkungen erfahren und unter Umständen ein instabiles Verhalten der geschlossenen Regelstrecke verursachen.

Phasensenkende Glieder besitzen ein integrierendes Verhalten, da sie die statische Verstärkung erhöhen und die Regelabweichung mindern. Es ist ihnen aber nicht möglich ein I-Glied zu ersetzen [51].

2.2.4 Piezostapelaktoren und Verstärker

Wird durch Anlegen einer elektrischen Spannung eine Piezokeramik verformt, spricht man vom inversen piezoelektrischen Effekt. Beim direkten piezoelektrischen Effekt wird durch eine Beaufschlagung der Piezokeramik mit einer mechanischen Spannung eine elektrische Spannung erzeugt. Ein Piezostapelaktor besteht aus vielen aufeinander gestapelten piezoelektrischen Keramikscheiben, deren summierte Einzeldehnungen eine vielfache Dehnung in Abhängigkeit der Anzahl der verwendeten Schichten erzeugen. Der piezoelektrische Effekt ist richtungsabhängig und kann durch lineare Gleichungen mit entsprechenden Koppelgrößen beschrieben werden. Entspricht die Polarisationsrichtung der Dehnungs-

richtung, wird in der üblichen Doppelindexschreibweise die Notation 33 verwendet. Sie beschreibt, dass die Polarisationsrichtung und die Ausdehnungsrichtung gleich sind. Mathematisch wird dieser Effekt durch die beiden Gleichungen 2.16 und 2.17 beschrieben [54].

$$\Delta l_A = s_E \frac{l_A F_A}{A_A} + d_{33}^* U_A \quad 2.16$$

$$\frac{Q_A}{A_A} = d_{33}^* \frac{F_A}{A_A} + \varepsilon_{33}^* \frac{U_A}{d_A} \quad 2.17$$

In der Aktorgleichung 2.16 wird der Hub Δl_A des Piezostapelaktors durch die Addition der mechanischen Dehnung und der elektrischen Dehnung erzeugt. Die mechanische Dehnung $s_E l_A F_A / A_A = F_A / k_A$ ergibt sich aus der Aktorkraft F_A , der Aktorfläche A_A , der Aktorbauhöhe l_A und dem Kehrwert der Nachgiebigkeitskonstante $s_E = 1/E$. Die elektrische Dehnung $d_{33}^* U_A$ wird mit der durch n -Schichten multiplizierten piezoelektrischen Ladungskonstante $d_{33}^* = d_{33} n$ und der elektrischen Spannung U_A berechnet [17].

Mit der Sensorgleichung 2.17 kann die Ladungsdichte Q_A / A_A in Abhängigkeit von der mechanischen Spannung F_A / A_A , der Aktor Ladungskonstante d_{33}^* , der elektrischen Spannung U_A , der Keramikschichtdicke d_A und der mit n multiplizierten Permittivität $\varepsilon_{33}^* = \varepsilon_{33} n$ berechnet werden.

In den beiden piezoelektrischen Gleichungen werden die linearen mechanischen und elektrischen Größen miteinander verknüpft. Sie beschreiben den sogenannten KS. In Abbildung 16 entspricht die gestrichelte Kurve dem KS-Zusammenhang zwischen dem elektrischen Feld und der mechanischen Dehnung. Die Steigung der gezeigten Geraden (linearer Zusammenhang) entspricht der Ladungskonstante d_{33}^* . Sie ist im GS ca. doppelt so groß, wie es durch die mittlere Steigung des hysteresebehafteten Kurvenverlaufes in Abbildung 16 zum Ausdruck kommt, und wird durch die durchgezogene Linie dargestellt. Im GS von 500-2000 V/mm verändern sich die Koppelgrößen und werden von äußeren Einflüssen, wie der Frequenz, der angebundenen Steifigkeit und der Höhe der Amplitude abhängig. Dieser Umstand hat auf die Ergebnisse der Simulation eines Piezostapelaktors einen Einfluss und wird wieder im Kapitel 4 aufgegriffen.

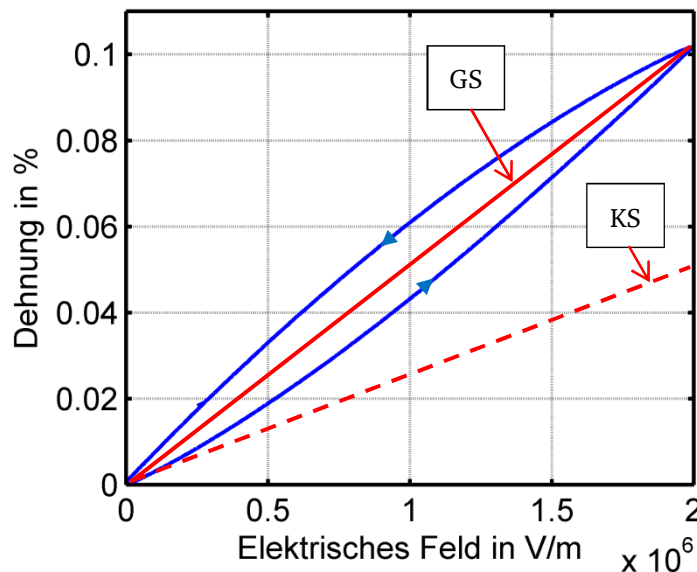


Abbildung 16: Klein- und Großsignalverhalten von Piezostapelaktoren

Der piezoelektrische Effekt ist an den kristallinen Aufbau der Elementarzelle gebunden. Innerhalb einer Perowskit-Gitterstruktur einer PZT-Keramik ist ein Titanat oder Zirkonium-Atom oberhalb der Curietemperatur ϑ_c symmetrisch angeordnet. Die Keramik ist nicht piezoelektrisch. Unterhalb der Curietemperatur verzerrt sich die symmetrische, kubische Gitterstruktur durch spontane Polarisation tetragonal oder rhomboedrisch (je nach Zusammensetzung der Mischkeramik) und die Keramik wird piezoelektrisch. Das Titanat oder Zirkonium-Atom ist unsymmetrisch angeordnet. Es hat sich eine polare Achse ausgebildet, wie in Abbildung 17 nach [24] dargestellt ist.

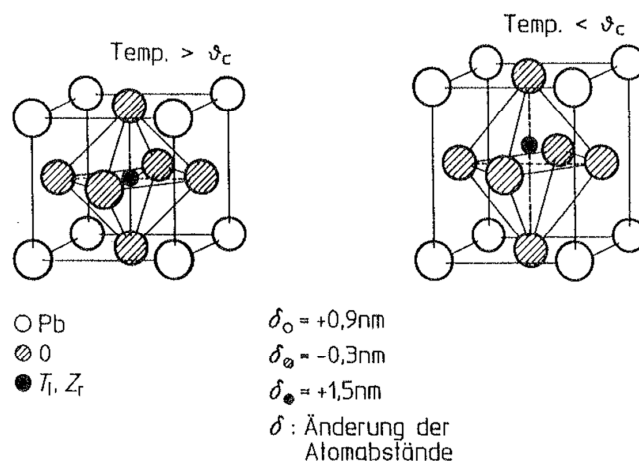


Abbildung 17: Temperaturabhängige Gitterstruktur von PZT [24]

Übergeordnet beeinflussen sich die ausgebildeten Dipole gegenseitig und bilden Zonen mit gleicher Dipolausrichtung, sogenannte Domänen. Eine Keramik be-

steht immer aus mehreren Domänen. Weiterführende Informationen über piezoelektrische Keramiken können unter [24] und [26] nachgelesen werden.

2.3 Datenauswertung

Bei den in dieser Arbeit dargestellten Amplituden und Phasenverläufen handelt es sich um drehzahlfrequente Schwingungsantworten, aufgenommen durch die vorhandenen Wirbelstromsensoren, die in axial über den Rotor verteilten Wirbelstromsensorebenen (WSE) aufgenommen werden. Das erfasste Sensorsignal besteht jedoch nicht nur aus unwuchtinduzierten drehzahlfrequenten Antwortsignalanteilen, sondern auch aus überlagerten höherharmonischen Fremdsignalanteilen, wie in der nächsten Gleichungen dargestellt wird [1].

$$\begin{aligned} q(t) = & q_1^s \sin(\Omega t) + q_1^c \cos(\Omega t) \\ & + q_2^s \sin(2\Omega t) + q_2^c \cos(2\Omega t) \\ & + q_3^s \sin(3\Omega t) + \dots \end{aligned} \quad 2.18$$

Das gemessene Signal, beispielsweise ein Wegsignal $q(t)$, wird von den Fremdsignalen bereinigt, indem es über eine oder mehrere Umdrehungen gemessen und bezüglich der Grundwelle ausgewertet wird. Ein drehzahlfrequentes Bezugssignal (Sinus- bzw. Cosinussignal) wird dazu mit dem gemessenen Signalabschnitt multipliziert und über n Perioden integriert, wie in den folgenden Gleichungen dargestellt [1]. In Gleichung 2.19 und 2.20 entsprechen $x^s = \sin(\Omega t)$ und $x^c = \cos(\Omega t)$ den oben genannten Bezugssignalen. Somit lässt sich die drehzahlfrequente Schwingungsamplitude $|\hat{q}|$ und die Phase φ des Sensorsignals $q(t)$ berechnen. Die Periodendauer wird als T bezeichnet.

$$\begin{aligned} q_1^{co} = & \frac{2}{nT} \int_0^{nT} q(t) x^c(t) dt \\ = & \frac{2}{nT} \int_0^{nT} \cos(\Omega t) [q_1^c \cos(\Omega t) + q_1^s \sin(\Omega t) + \dots] dt \end{aligned} \quad 2.19$$

$$\begin{aligned}
q_1^{si} &= \frac{2}{nT} \int_0^{nT} q(t) x^s(t) dt \\
&= \frac{2}{nT} \int_0^{nT} \sin(\Omega t) [q_1^c \cos(\Omega t) + q_1^s \sin(\Omega t) + \dots] dt \\
|\hat{q}| &= \sqrt{(q_1^{co})^2 + (q_1^{si})^2}
\end{aligned} \tag{2.20}$$

$$\varphi = \arctan\left(\frac{q_1^{si}}{q_1^{co}}\right) \tag{2.21}$$

Das gleiche Verfahren kann für die horizontale wie auch für die vertikale Sensorrichtung verwendet werden. Da es sich um quasistationäre Messläufe handelt, wird für jede dargestellte Frequenzstützstelle unter Berücksichtigung von $n = 10$ Umdrehungen jeweils eine Schwingungsamplitude und ein Phasenwinkel aus dem Sensorsignal berechnet.

Werden Amplitudenverläufe der Sensorrohdaten dargestellt, wie es für die Onlinedarstellung im experimentellen Betrieb der Fall ist, werden diese mit dem Auswerteverfahren nach DIN ISO 7919-1 aufbereitet [55]. Aus der Norm wird die Methode der größten Maximalwerte von Sensor A (horizontal) und Sensor B (vertikal) verwendet. Für jede Umdrehung wird die Maximalamplitude der beiden vorhandenen Sensoren der jeweiligen Messebene abgelegt. Liegen elliptische Orbitformen vor, ist die Amplitude mit dem Satz des Pythagoras aus den Ellipsenhalfachsen zu berechnen. Diese Vorgehensweise verspricht bei dieser Orbitform den kleinsten Auswertefehler. Liegen kreisförmige Orbitformen vor, wird der Fehler bei der Methode der Maximalwerte am kleinsten. Werden kreisförmige Orbitformen nach dem Satz des Pythagoras ausgewertet, werden die Amplituden um bis zu 40 % überschätzt. Liegt ein ideal kreisförmiger Orbit vor, stellt sich ein Fehler mit der Methode nach Pythagoras von ca. 30 % ein [56]. Bei den Schwingungsmessdaten des aktiven Prüfstanddesigns gleichen die Orbitformen bei nahezu jeder Drehzahl kreisförmigen Orbitformen. Daher wird in dieser Arbeit die Methode der maximalen Sensorwerte einer Sensorebene zur Auswertung der Schwingungsmessdaten ausgewählt.

Bei allen in dieser Arbeit gezeigten Amplitudenverläufe wurde der statische Schlag phasengerecht vom Schwingungssignal online abgezogen. Dies gilt sowohl für die WSE1 in der Rotormitte als auch für die WSE2 in Turbinennähe.

3 Aufbau einer aktiven Lagerabstützung

Das Entfernen der QÖD und der Aufbau einer ALA bedürfen eines tiefen Eingriffs in die Struktur des vorhandenen Prüfstandes. Die aktiven Bauteile müssen sowohl geometrisch als auch funktionell in die Prüfstandumgebung integriert werden.

Anforderungen, die an den Entwurf einer ALA gestellt werden, sind Folgende:

- Das aktive System soll ein weiterer Schritt in Richtung MEE sein.
- Die aktiven Elemente sollen simulativ gut beschreibbar sein.
- Radiale Biegeschwingungen des Rotors sollen über den gesamten Betriebsbereich hinweg reduzierbar sein.
- Die aktive Amplitudenreduktion soll der passiven Amplitudenreduktion mit QÖD entsprechen oder besser sein.

Zu Beginn dieses Abschnitts wird der Aufbau des Prüfstandes mit QÖD beschrieben. Zusätzlich wird auf das Schwingungsverhalten des Prüfstandes eingegangen, das sich durch Aufprägen von Unwuchten ausbildet. Anschließend wird auf den Um- und Aufbau des Prüfstandes mit der neu entwickelten ALA eingegangen, wobei die oben beschriebenen Zielsetzungen berücksichtigt und erfüllt werden sollen.

3.1 Basiskonfiguration

Die Elemente der ALA werden in einen bestehenden Prüfstand integriert. Aus diesem Grund wird zunächst die Basiskonfiguration mit QÖD beschrieben.

Bei beiden Konfigurationen ist der Untersuchungsgegenstand derselbe. Es handelt sich dabei um einen 3-fach gelagerten Rotor mit einer Gesamtlänge von 2,30 m. An den zwei der drei Lagerstellen (LE2, 3) liegt der Rotor in QÖDn ohne Federkäfige, wodurch über den gesamten Betriebsbereich ein nichtlineares Schwingungsverhalten vorliegt.

Der Rotor wird über einen wassergekühlten Asynchronmotor (ASM) angetrieben, mit dem ein Drehzahlbereich von 0 bis 8000 1/min angefahren werden kann. Die Beschleunigungsrate des 15 kW Motors außerhalb der Resonanzfrequenzen ist mit $0,25 \text{ rad/s}^2$ so gering, dass bei einem Hochlauf quasistationäre

Verhältnisse angenommen werden. An den Motor wird, wie in Abbildung 18 zu sehen ist, über eine Doppelmembrankupplung der Rotor mit seinen Lageraufnahmen und der Turbinenersatzscheibe befestigt. Die biegeeweiche Doppelmembrankupplung entkoppelt die radialen Rotorschwingungen vom Motor und schützt dadurch die empfindlichen Motorlager vor einer zu hohen Belastung.

Ein Wälzkugellager auf Teilwelle 1 des Rotors in Motornähe von LE1 übernimmt neben der radialen auch die axiale Lagerung des Rotors. Als weiteres Bauteil des Gesamtrors verbindet der lange Mittelrotor die motornahe Teilwelle 1 mit der Turbinenersatzscheibe, an die ein Balancersystem zur Unwucht-Beaufschlagung des Rotors während des Betriebes befestigt ist.

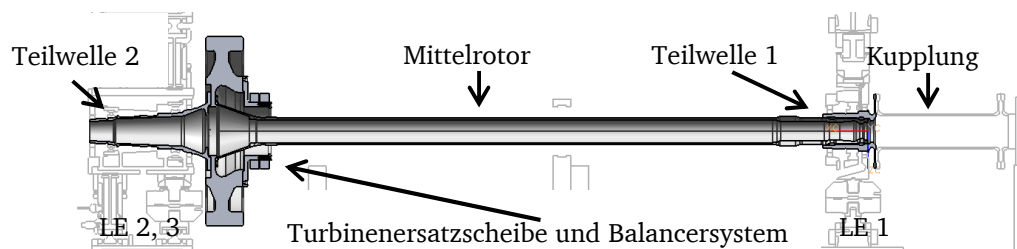


Abbildung 18: Rotor

Rotordynamisch verhält sich die Turbinenersatzscheibe mit Balancersystem ähnlich einer realen Niederdruckturbinenstufe. Masse, Schwerpunkt und Trägheit der Turbinenersatzscheibe und des angeflanschten Balancersystems orientieren sich an einer mittelgroßen Turbinenstufe. Auf eine Beschaukelung wurde aufgrund eines verringerten Aufwandes verzichtet. Durch Vermeidung von hohen aerodynamischen Verlusten konnte daher der Antrieb kleiner ausgeführt werden.

Den Abschluss des Rotors bildet die Teilwelle 2 mit dem Doppellosgelager von LE2 und LE3. Ähnlich wie im realen Triebwerk werden die Lager auch beim Prüfstand mit Öl geschmiert. Die QÖD sind gedichtet ausgeführt, sodass die Verluste durch Ölleckage klein gehalten werden.

Aufgrund der Schmierstoffversorgung der Lager und der QÖD werden beide Lagergehäuse von LE1, und dem von LE2 und 3 gedichtet ausgeführt. Der Schmierstoff wird von jeweils einer Saugpumpe an jedem Lagergehäuse in den Gesamtkreislauf zurückgeführt.

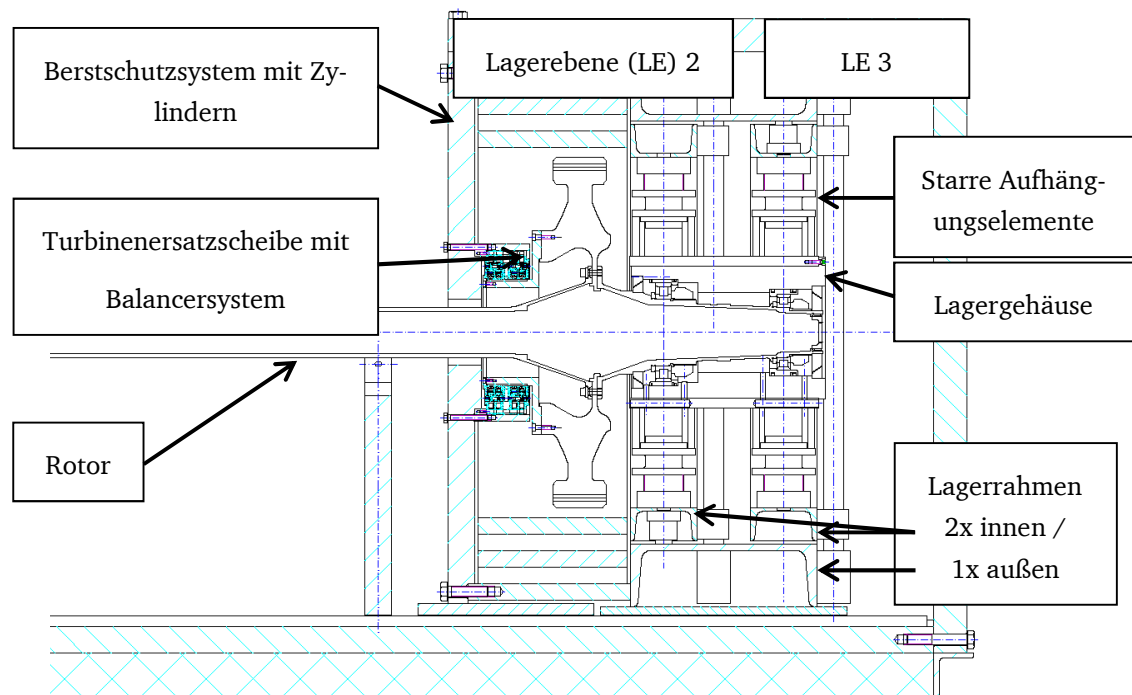


Abbildung 19: Schnitt des Prüfstandes der Lagerstellen 2 und 3 mit Quetschöldämpfern

Im Gegensatz zu einem realen Triebwerksrotor werden die Lagergehäuse des Prüfstandes sehr steif aufgehängt. Bei den Aufhängungselementen handelt es sich maßgeblich um Stahlzylinder, die zwischen einer Kugelscheibe-Kegelpfannen-Kombination (Abbildung 23) auf Lagergehäuseseite und einer Schrauben-Mutter-Konstruktion zur horizontalen und vertikalen Positionierung und Abstützung des Rotors auf der Lagerrahmenseite liegen (Abbildung 19). Die Schrauben-Mutter-Konstruktion wird bei beiden Prüfstandskonfigurationen verwendet. Über die Anbindungselemente wird der Rotor insgesamt in zwei Lagerrahmen gelagert, die wiederum mit einem 4,5t schweren, niederfrequent schwingungs isolierten Betonfundament verbunden sind.

Das Schwingungsverhalten des Rotors am Prüfstand wird maßgeblich von der dynamischen Steifigkeit und den nichtlinearen Dämpfungsgraden der QÖD und der Steifigkeit des Rotors bestimmt.

In Abbildung 20 wird das unwuchterregte Schwingungsverhalten des Rotors und seiner Lagerung dargestellt. Zu erkennen sind zwei Gleichlaufresonanzen bei 3500 und 6400-6500 1/min. In dieser Darstellung wird der Auslegungspunkt der QÖD dieses Systems deutlich erkannt. Die Schwingungen, die sich aufgrund der aufgebrachten Unwuchten ausbilden, werden in der 1. Resonanz im Gegensatz zur 2. Resonanz sehr effektiv unterdrückt. Ab einer Zusatzunwucht von 4000 gmm wurde von einem Durchfahren der 1. Resonanz aus Sicherheitsgründen abgesehen. Der Schwingweg zwischen Balancerrotor und -stator ist be-

grenzt, sodass durch Ausschließen des unteren Frequenzbereichs ein Anstreifen der Balancerkomponenten ausgeschlossen wird. In Abbildung 20 werden die Amplituden der Auslenkungen in der Mitte des Rotors an der WSE1 in Abhängigkeit der Drehzahl in Millimeter dargestellt. Die dargestellten Ausschläge bilden sich aufgrund von exzentrischen Massen (Unwuchten von $U=586$ - 4644 gmm), die durch das Balancersystem erzeugt worden sind, und der auf dem Rotor vorhandenen Restunwuchtverteilung aus. Weitere Untersuchungsergebnisse mit QÖDn werden in [57], [58] und [59] beschrieben.

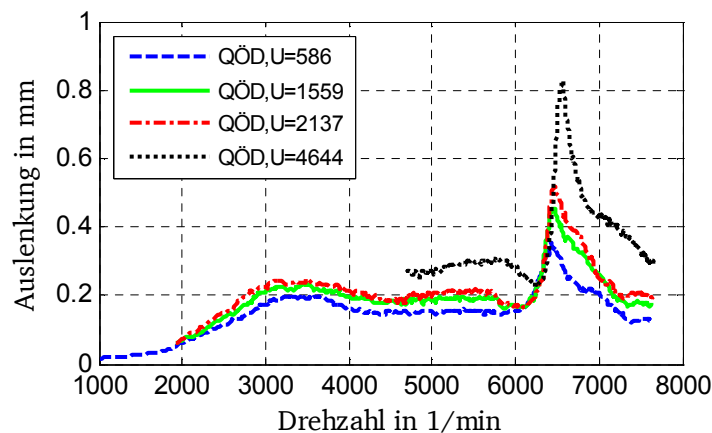


Abbildung 20: Auslenkung verschiedene Unwuchtantworten mit Quetschöldämpfern

Da der Rotor überkritisch betrieben wird und Resonanzstellen durchfahren werden, ist es notwendig, Sicherheitsmaßnahmen vorzunehmen. Würde die dämpfende Wirkung der QÖD während des Betriebes ausfallen, könnten je nach Erregungszustand des Rotors die Auslenkungen sicherheitskritische Werte erreichen oder sogar überschreiten. Zu den passiven Sicherheitsmaßnahmen des Prüfstandes gehört ein Fanglager in der Mitte des elastischen Rotors. Im Falle zu großer Amplituden wird der Rotor an dieser Stelle aufgefangen und damit die maximale Auslenkung des Rotors mechanisch auf 4,5 mm begrenzt. Die Turbinenersatzscheibe besitzt mit ca. 4 kgm^2 eine sehr große Massenträgheit, in der während des Betriebes viel Energie gespeichert wird. Würde die Turbinenersatzscheibe während eines Messlaufs bersten, würde die darin gespeicherte Rotationsenergie freigesetzt. Ein Berstschutzsystem, bestehend aus 3 Zylindern (Wandstärke je 25 mm) und einem äußeren Berstschutz (Wandstärke 51 mm), soll sicherstellen, dass wegfliegende Fragmente im Falle eines Versagens der Turbinenersatzscheibe innerhalb des Berstschutzes verbleiben.

3.2 Geometrische Integration der aktiven Bauteile

Ziel des Prüfstandumbaus ist es, die passive Prüfstandkonfiguration der QÖD in eine, durch ein aktives Lager abgestützte, aktive Prüfstandkonfiguration, unter der Bedingung der Vergleichbarkeit, umzugestalten. Die generelle Struktur soll dabei bestehen bleiben, was den Rotor an sich, die Substrukturen, wie das Fundament, die Lagerrahmen, die Lagergehäuse und die Sicherheitssysteme beinhaltet.

Bei der Integration der Piezostapelaktoren in den bestehenden Prüfstand kann zwischen zwei möglichen Entwürfen unterschieden werden.

1. Integration in das Lagergehäuse mit direktem Angriffspunkt am Lageraußenring. Entwurf 1 wird in Abbildung 21 dargestellt

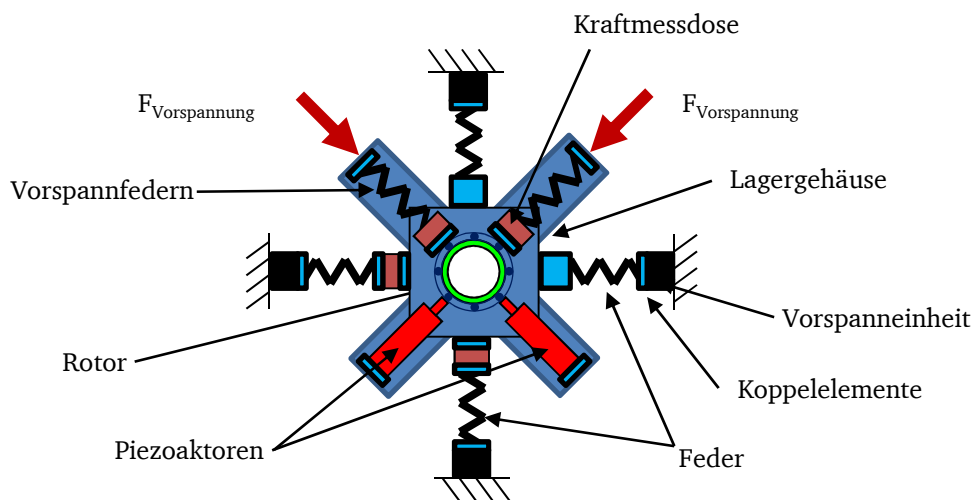


Abbildung 21: Entwurf 1: Aktive Bauteile im Lagergehäuse

2. Ersetzen der Aufhängungselemente des Lagergehäuses durch die aktiven Bauteile. Entwurf 2 wird in Abbildung 22 dargestellt

benötigt wird, als durch die integrierte Lösung bereitgestellt werden kann. Außerdem benötigt ein auf diese Weise vorgespannter Aktor mehr Bauraum, der nach der Auslegungsrechnung der Aktorhubanforderung (und damit der Aktorhöhe) nicht vorhanden ist. Daher wird eine Trennung der Vorspannelemente und des Aktors vorgenommen. Die Realisierung der Vorspannung wird durch Tellerfedern übernommen, die in Vorspannmodule integriert werden. Die Module werden um die Hälfte der Blockierkraft vorgespannt, damit sowohl ein Ziehen als auch ein Drücken des Aktors möglich wird, da die Aktoren nur im Druckbereich betrieben werden dürfen [17].

Der Rotor war in den QÖDn der LE2 und 3 liegend gelagert. Um einen Kontakt im aktiven Design zwischen Lager und Lagergehäuse nach Entfernen der QÖD-Außen- und QÖD-Innenlaufflächen herzustellen, wurde eine fest eingepresste Hülse in das Lagergehäuse eingesetzt. Das vorhandene Lagerspiel wird durch eine Neueinstellung der Hochgenauigkeitslager der Firma „FAG“ auf vernachlässigbare Werte reduziert. Nur bei permanentem Kontakt zwischen Rotor und Lagerung ist ein unterbrechungsfreier Kraftfluss gegeben und lineares Verhalten zu erwarten. Die kreuzförmige Anordnung der Aufhängungselemente wird beibehalten, sodass durch Ansteuern von zwei Wirkrichtungen pro LE ein Einfluss auf die Dynamik der gesamten LE und damit auf den gesamten Rotor zugelassen wird.

Eine geometrische Integration von Piezostapelaktoren stellt hohe Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit der Gesamtkonstruktion. Vor allen Dingen ist laut Hersteller auf eine gute Parallelität ($<50\mu\text{m}$) der Auflageflächen der Aktoren (stirn- und fußseitig) zu achten [17]. Biegemomente, die durch Parallelitätsfehler oder eine unzulässige Kraft- und Momenteinleitung entstehen, sollten ebenso vermieden werden. Zudem ist bei der Integration eines Piezostapelaktors darauf zu achten, dass der Aktor über die Auflageflächen keine sogenannte Doppelzentrierung erfährt. Da es aufgrund der manuellen Fertigung der Piezostapelaktoren und einem nicht 100%ig vorhersehbaren Ausdehnungsverhalten der Vielschichtstruktur möglich ist, dass der Aktor sich im Betrieb innerhalb zweier Zentrierungen bis zur Selbstzerstörung verspannt. Innerhalb des hier vorgestellten und umgesetzten Entwurfs wird dieser Effekt mittels einer schwimmenden Lagerung eines Aktorendes verhindert.

Konsequent wäre es, die einseitig schwimmende Lagerungsart auch gegenüberliegend für die Vorspannelemente umzusetzen. Jedoch wird das gesamte hintere Doppellager durch Tonnenlager lose gelagert. Eine zusätzliche schwimmende

Lagerung der Vorspannelemente würde bedeuten, dass die axiale Position des Lagergehäuses nicht festgelegt ist. Dieser Umstand wird durch eine Sperrung des axialen Freiheitsgrades durch eine Kugelscheiben-Kegelpfannen-Kombination unterbunden, siehe Abbildung 23.

Während des Betriebes sind große Kräfte oder Momente aufgrund der hohen Vorspannung notwendig, um das Lagergehäuse innerhalb der Kugelscheiben-Kegelpfannen-Kombination zu bewegen. Bei einer Vorspannung von 14kN sind 2kN Losbrechkraft notwendig. Da diese Kräfte im Normalbetrieb des Prüfstandes nicht erwartet werden, kommt es zu einer Koppelwirkung im aktiven Doppellager zwischen der horizontalen und vertikalen Wirkrichtung.

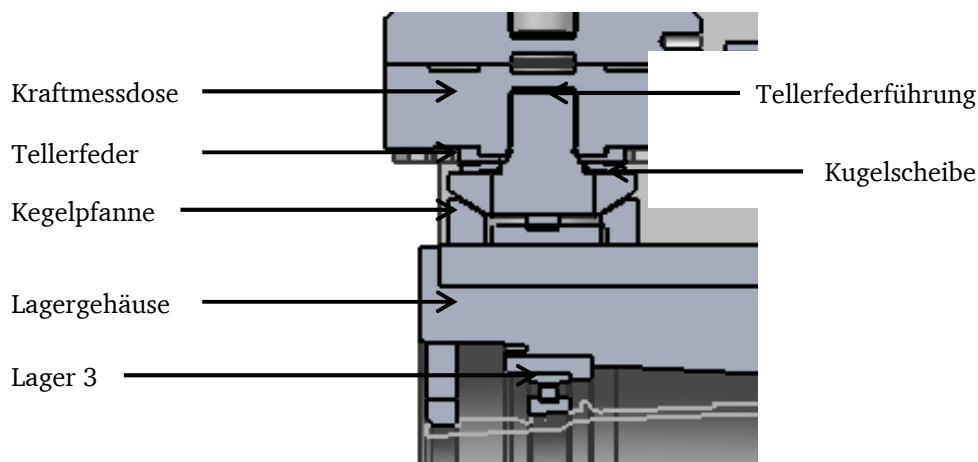


Abbildung 23: Kegelpfannen-Kugelscheiben-Kombination

In Summe wird das Lagergehäuse von vier Vorspann- und vier Aktormodulen in zwei LEn abgestützt, siehe Abbildung 24. Aus Montagegründen und um bessere Notlaufeigenschaften realisieren zu können, sind die Module zwischen den Lagerebenen punktsymmetrisch angeordnet. Dies vereinfacht eine Montage der Module und die möglichen Auslenkungen werden im Notfall homogener begrenzt.

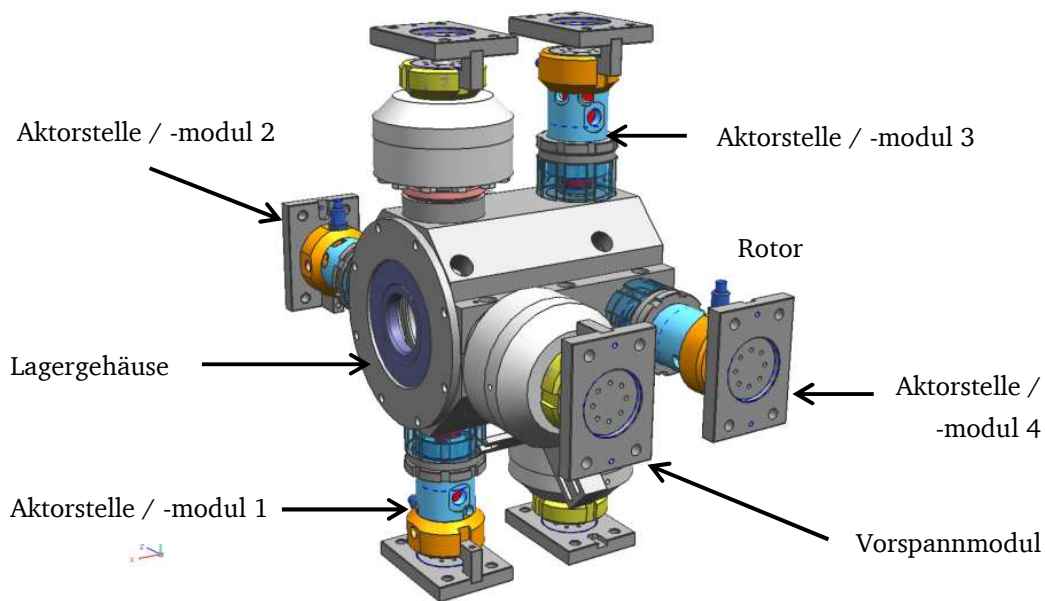


Abbildung 24: Aktive Doppellagerung gesamt

Durch einen Austausch der Prüfstandkomponenten verändert sich das dynamische Verhalten des Prüfstandes. Um sicherzustellen, dass während des Betriebes keine unerwünschten Schwingungen (Resonanzen) von lagernden Elementen innerhalb des Betriebsbereichs auftreten, wird mit einem Finite-Element-Programm (FE-Programm) das Verhalten der kritischen Bauelemente abgeschätzt. Idealerweise sollten die Resonanzfrequenzen der kritischen Baugruppen oberhalb des genutzten Drehzahlbereichs liegen, um keinen negativen Einfluss auf das Gesamtsystem auszuüben. Liegen die Steifigkeiten der Substrukturen hoch genug, kann der Einfluss auf die Resonanzstellen des Rotors als weichstes Element vernachlässigt werden.

Die Steifigkeit jedes neuen Moduls wurde so ausgelegt, dass sie oberhalb des Piezostapelelements liegen. Als kritisches Element wurde der Lagerrahmen untersucht. Simulationen des Lagerrahmens und der angebundenen Substrukturen, wie des Berstschutzsystems und des Fundaments, ergaben, dass die kleinste kritische Eigenfrequenz mit 328 Hz jenseits des Betriebsbereichs des Rotorsystems liegt und damit keinen merkbaren Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems besitzt.

3.2.1 Aktormodul

Hauptbestandteil des Aktormoduls ist der Piezostapelaktor. Bei ihm handelt es sich um einen Hochvoltaktor der Firma „Physik Instrumente“ mit einer Blockierkraft von 28 kN und einem Leerhub von 120 μm . In direktem Zusammenhang mit dem Aktorhub steht die Bauhöhe des Aktors mit 114 mm. Der Aktor wird durch

einen passenden Leistungsverstärker mit der Typenbezeichnung E-481(005) betrieben. Seine maximale Dauerstromstärke liegt bei 1 A. Die Spannungsversorgung wird durch ein pulswidenmoduliertes Signal (PWM) gewährleistet. Zur Erfassung der Ausdehnung der Piezostapelaktoren mit DMS-Sensoren wurde der Verstärker um ein Sensor- und Servo-Controller Modul mit der Bezeichnung E-509 erweitert. Damit ist es möglich, das Dehnungsverhalten der Piezostapelaktoren zu erfassen.

Über einen auf der Oberfläche angebrachten PT-1000 Temperatursensor kann mit dem Datenerfassungssystem die Oberflächentemperatur der Aktoren überwacht werden. So kann verhindert werden, dass die Piezostapelaktoren während des Betriebs überhitzen.

In den folgenden zwei Tabellen sind die Leistungsdaten der verwendeten Piezostapelaktoren und der modifizierten Verstärker zusammenfassend aufgelistet.

„Physik Instrumente“ Piezostapelaktor P035.80 P mit PIC255 Keramik

Stellweg	Blockierkraft	Steifigkeit	Bauhöhe	Durchmesser
120 μ m	27,6 kN	230 kN/mm	114 mm	35 mm
Besonderheit: DMS, Temperatursensor, Aktor gelocht 6 mm				

Modifizierter „Physik Instrumente“ E-481 Hochleistungsverstärker

Spannung	Dauerstrom	Spitzenleistung	Funktionsweise
0 – 1100 V	1 A	2100 W	PWM
Besonderheit: Vergrößerte Dauerleistung, interne Stromanpassung, DMS Modul			

Bei einer konstruktiven Integration von Piezostapelaktoren muss eine Vielzahl von Einschränkungen beachtet werden. Die einzige zulässige Belastungsart ist eine Druckbelastung. Zugkräfte, Scherkräfte, Torsionsmomente oder Biegemomente dürfen nur sehr eingeschränkt auf den Aktor wirken. Zurzeit werden von den Aktorherstellern die nicht erlaubten Belastungsarten nicht zugelassen und müssen konstruktiv ausgeschlossen werden [17], [60].

Konstruktive Lösungen zur Entlastung der Aktoren werden von Seiten der Hersteller nur für kleinere Aktoren angeboten. Bei größeren Piezostapelaktoren sind an die Anwendung angepasste Lösungen zu entwickeln.

Die Piezokeramiken an sich dürfen eine maximale Dehnung von 1 % erfahren [24]. Für Piezostapelaktoren werden keine Belastungsgrenzen angegeben, da für das Laminat aus Keramik, Kleber und Elektrode weitere Einflussfaktoren eine entscheidende Rolle spielen, die jedoch nicht näher spezifiziert werden. Daher wird von Seiten der Hersteller empfohlen, keine Zugspannungen auf einen Piezostapelaktor aufzubringen.

Eine Vermeidung von Zugspannungen kann verhältnismäßig einfach realisiert werden. Laut dem Aktorhersteller „Physik Instrumente“ [17] sollte eine Vorspannfeder eine Federsteifigkeit von ca. 5-10% der Federsteifigkeit des verwendeten Aktors besitzen. Dies ist notwendig, damit genügend Hub für die Anwendung zur Verfügung steht. Bei einer gewählten 10%igen Federsteifigkeit im Verhältnis zur Aktorsteifigkeit können zum Beispiel noch 90% des Leerhubes genutzt werden. Die Aktorhersteller bieten Kombinationslösungen von Stapelaktor und Vorspannfeder an. Vorrangiges Ziel dieses Designs ist jedoch die Kompaktheit, sodass nur maximal 10% Zugbelastungen zulässig sind [17]. Bei einer dynamischen Beanspruchung werden idealerweise jedoch 50% benötigt. Daher werden Vorspannfeder und Aktor getrennt angeordnet.

Das kreuzförmige Konstruktionskonzept bedingt (siehe Abbildung 22), dass der Aktor orthogonale Verschiebungen erfährt. Die Aktoren würden ohne Korrekturmaßnahmen demnach prinzipbedingt auf Scherung beansprucht. Verschiedene Lösungen sind zur Reduktion dieser Belastungen denkbar, jedoch nicht praktikabel. Geschlitzte Endstücke, wie sie z.B. von Piezomechanik [60] vorgeschlagen werden, benötigen große Bauräume um den Anforderungen gerecht zu werden. Des Weiteren besitzen Keramikgugellendstücke [60] zu geringe Steifigkeiten (bezogen auf die Baugröße) und werden aus diesem Grund ausgeschlossen. Zur Lösung dieser Problematik wird zwischen Lagergehäuse und Piezostapelaktor ein Axiallager mit Käfig aber ohne Laufflächen positioniert, womit sich die Scherbelastungen auf ein Minimum reduzieren lassen, während gleichzeitig die axiale Steifigkeit und damit die Leistungsfähigkeit nur geringfügig vermindert wird. Über Einsenkungen in das Lagergehäuse werden Anschläge für die Axiallagerkäfige generiert, wodurch die Bewegungsfreiheit des Axialkugellagers begrenzt wird.

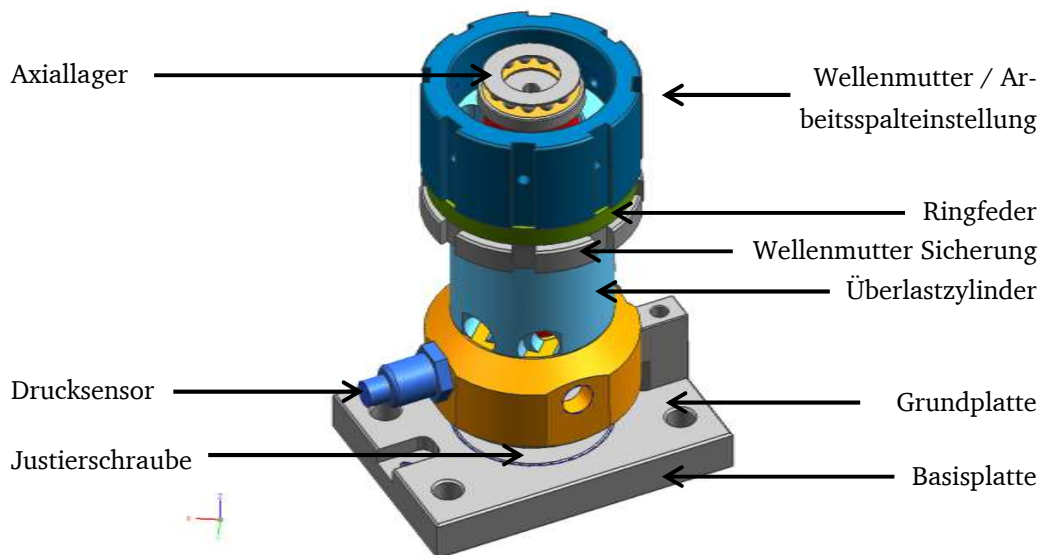


Abbildung 25: Aktormodul

Bei der horizontalen und vertikalen Positionierung des Rotors und dem Aufbringen der Vorspannung würden den Aktoren Torsionsmomente aufgeprägt. Auch diese Belastung wird durch das Axiallager entscheidend vermindert.

Bei einem überkritisch betriebenen Rotor können ohne Dämpfung hohe Kräfte auf die Lagerung wirken. Je nach Größe der Unwucht treten Lagerkräfte von mehr als 100 kN (simulativ ermittelt) auf, die den piezoelektrischen Effekt der Aktoren phänomenologisch vermindern oder neutralisieren könnten. Die verwendeten piezoelektrischen Keramiken sind mechanisch sehr druckresistent. Ihre mechanische Bruchgrenze liegt bei 700 bis 800 N/mm². Jedoch verlieren sie ab ca. 100 bis 150 N/mm² ihre piezoelektrischen Eigenschaften [24]. Die Hersteller setzen die Grenzen für Piezostapelaktoren mit einer Druckbelastung von 50 N/mm² wesentlich niedriger an. Beim ausgewählten Aktor entspricht dies einer Kraft von 47 kN. Der Aktor muss also vor einer mechanischen Depolarisation geschützt werden. Als Lösung dieser Problematik wird ein Überlastzylinder entworfen, der in das Aktormodul (Abbildung 25) integriert wird und eine mechanische Depolarisierung verhindert. Der Überlastzylinder wird folgendermaßen eingesetzt: Im Normalbetrieb kann der Aktor frei arbeiten, tritt jedoch ein Überlastfall auf, wird ein vorgehaltener 200 μm großer Spalt aufgebraucht. Ab der definierten maximalen Druckbelastung (Spalt = 0 μm entspricht 47 kN) wirkt die Überlastzylindersteifigkeit zusätzlich parallel zur Aktorsteifigkeit und schützt so den Aktor. Das Verhältnis der Steifigkeiten zwischen Überlastzylinder und Aktor liegt bei $k_{\text{Überl.zylinder}}/k_{\text{Aktor}} = 10$. Bei einer maximalen Druckbelastung von 100 kN wird der Aktor so mit maximal 52 kN belastet. Eine auf den Überlastzylinder geschraubte Wellenmutter ermöglicht es, den Spalt zwischen Überlastzy-

linder und Lagergehäuse nach Einbau des Aktormoduls genau einzustellen. Ein Betrieb des Rotorsystems im Überlastfall wäre mit einer starken Stoßbelastung verbunden, die durch den umlaufenden Kraftvektor hervorgerufen würde. Die starken Schläge des Lagergehäuses auf die Wellenmutter des Überlastzylinders könnten bewirken, dass sich der definierte Spalt aufweitet. Daraus würde eine höhere Belastung für den Aktor resultieren, was verhindert werden muss. Aus Gründen der Sicherheit wird daher mit Hilfe eines Ringfederelements eine Vorspannkraft und damit eine Schraubensicherung erzeugt, die ein Verdrehen der Wellenmutter des Überlastzylinders verhindert.

Piezostapelaktoren besitzen im GS ein nichtlineares hysteresebehaftetes Verhalten. Die dadurch entstehenden Verluste von Piezokeramiken können in zwei Klassen aufgeteilt werden. Zum einen in die mechanischen und zum anderen in die elektrischen Verluste, wobei der Anteil der mechanischen gegenüber den elektrischen Verlusten innerhalb des Betriebsbereichs des Rotors vernachlässigt werden kann [61]. Hauptursache der elektrischen Verluste und des daraus resultierenden hysteresebehafteten Verhaltens liegt in den dielektrischen Verlusten begründet, die von Domänenwandbewegungen bzw. ferroelektrischen Umorientierungsvorgängen herrühren [26]. Bis zu 10% der elektrischen Leistung eines Aktors können in Wärme umgewandelt werden und führen dabei zu einer Erwärmung des Aktors [24]. Wird der Piezostapelaktor im dynamischen GS nicht gekühlt, ist es möglich, dass die Eigenerwärmung zu einer thermischen Depolarisation des Aktors führt. Dieser Effekt beginnt bei der für dynamische Anwendungen prädestinierten weichen Keramiksorte PIC 255 (PI Klassifizierung) ab ca. 150°C [17]. Wird die sogenannte Curietemperatur von 350°C überschritten, verliert der Aktor seine piezoelektrischen Eigenschaften gänzlich. Ab dieser Temperatur ändert sich die Kristallstruktur der Keramik. Aus der tetragonal verzerrten Zelle mit einem Dipolmoment wird eine perowskite Zelle mit einem symmetrischen, kubischen Raumgitter [24]. Prinzipiell lässt sich das Keramikmaterial aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit nur schwer kühlen (Wärmeleitfähigkeit der Keramik liegt bei $\alpha_K = 1,1 \text{ W/mK}$, Kupfer zum Vergleich liegt bei $\alpha_{K,Ku} = 410 \text{ W/mK}$). Dennoch kann durch konstruktive Maßnahmen das Temperaturverhalten der Aktoren verbessert werden.

Der Abstand zwischen Überlastzylinderinnen- und Aktoraußenseite wird als Führung für den Luftmassenstrom zur Oberflächenkühlung der Aktoren genutzt. Mit Hilfe dieser Maßnahme und einem weiteren zentrischen Durchgangskanal im Inneren des Aktors wird sichergestellt, dass die für den Aktor kritische Temperatur von 150°C nicht überschritten wird.

Neben dem Wärmeübergang an den Grenzflächen zwischen den Bauteilen, in die der Piezostapelaktor eingespannt ist, wird die hauptsächliche Kühlleistung über den Wärmeübergang an der Mantelfläche erzielt. Wird ein Fluid an der Mantelfläche vorbei geleitet, vergrößert sich in Abhängigkeit der Fluidgeschwindigkeit der Wärmeübergang und damit die Kühlleistung.

Durch eine numerische Untersuchung soll die maximale Kerntemperatur im Betrieb ermittelt werden. Dafür wird angenommen, dass die Wärmeerzeugung gleichmäßig über den Aktor verteilt ist. Die Wärmequelle liegt in den elektrischen Verlusten der Piezokeramik begründet.

Zur Beschreibung des Temperaturverhaltens des Aktors wird die Fouriersche mehrdimensionale, instationäre Wärmeleitgleichung herangezogen [62].

$$\frac{\delta\vartheta}{\delta t} = a \nabla^2 \vartheta + \frac{\dot{W}}{c_P \rho} \quad 3.1$$

$$a = \frac{\lambda_W}{\rho c_P}$$

In Gleichung 3.1 definiert ϑ die Temperatur, \dot{W} die Wärmeleistung pro Volumen, ρ die Materialdichte, λ_W die Wärmeleitfähigkeit und c_P die Wärmekapazität.

Nach Umformung in Zylinderkoordinaten und unter der Annahme, dass die Wärmeleitung in Umfangsrichtung vernachlässigbar ist, kann die Wärmeleitgleichung auch wie in Gleichung 3.2 gezeigt formuliert werden:

$$\frac{\delta\vartheta}{\delta t} = a \left(\frac{1}{r} \frac{\delta}{\delta r} \left(r \frac{\delta\vartheta}{\delta r} \right) + \frac{\delta^2 \vartheta}{\delta z^2} \right) + \frac{q_t}{\rho c_P} \quad 3.2$$

In Gleichung 3.2 bezeichnet q_t die auf das Volumen bezogene Wärmemenge und r und z die Zylinderkoordinaten in radialer und axialer Richtung.

$$P_{verl} = 0,1 P_{ele,d} = 0,1 C_A U_{P-P} U_{A,max} f \quad 3.3$$

Die elektrische Verlustleistung P_{verl} kann mit Gleichung 3.3 mit der durchschnittlichen elektrischen Leistung $P_{ele,d}$ und einem Verlustfaktor von 0,1 berechnet werden [24]. In [17] wird eine Gewichtung der Kleinsignalkapazität C_A mit einem Faktor von 1,7 empfohlen, damit die Kapazitätvergrößerung im GS berücksichtigt wird. Unter diesen Voraussetzungen berechnet sich innerhalb der 2. Resonanzstelle bei 127,5 Hz eine elektrische Dauerleistung von $P_{ele,d} = 850 \text{ W}$. Die maximale Spannungsanforderung darf dabei $U_{A,max} = 750 \text{ V}$ nicht überschreiten, da sonst die Stellbegrenzung der Stromstärke der Leistungselektronik aktiv wird. Die maximal mögliche Spannungsdifferenz des Hochvoltaktors liegt bei $U_{p-p} = 1000 \text{ V}$. Unter diesen Voraussetzungen beträgt die Verlustleistung P_{verl} des Aktors 85 W. Sie wird nahezu vollständig in Wärme umgesetzt.

Für die Berechnung der Temperaturen im Aktor wird im Sinne einer konservativen Abschätzung der stationäre Zustand betrachtet. Zudem wird nur die heißeste Stelle betrachtet. Die Wärmeabgabe über die Mantelinnen- und Mantelaußenflächen, welche vom Kühlmedium umspült werden, richtet sich nach den Strömungsverhältnissen im Kühlungsspalt und in der Kühlungsbohrung. Aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten nach dem Übergang des Kühlmediums von der Druckkammer in die Kühlungskanäle wird von einer turbulenten Strömung ausgegangen. Mit diesen Vorbedingungen kann der von der Grenzschichtdicke abhängige Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden. Für einen 2 mm Spalt zwischen Aktormantelaußenfläche und Überlastzylinder und einer zentrischen 6 mm Bohrung stellen sich die optimalen Wärmeübergangskoeffizienten für den Kühlungsspalt und die Kühlungsbohrung im Aktor ein [63].

Ergebnis der Berechnung ist, dass sich im gekühlten Fall eine maximale Temperatur von 49°C (Ausgangstemperatur 25°C) in der kritischen Zone im Aktorinneren einstellt, wie in Abbildung 26 zu sehen ist. Dies liegt unterhalb der maximal zulässigen Temperatur von 150°C für die ausgewählten Piezostapelaktoren. Damit wird eine Verwendung der Aktoren unter Volllast gewährleistet. Wird die Kühlung abgeschaltet, was in der Simulation durch verminderte Wärmeübergangskoeffizienten umgesetzt werden kann, würde der Aktor, wie in Abbildung 27 dargestellt, überhitzen und depolarisieren, da sich Temperaturen von mehr als 415°C einstellen würden.

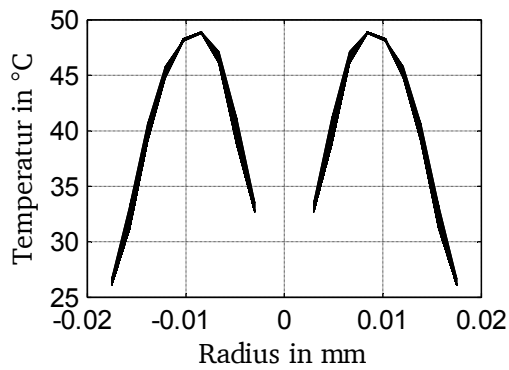


Abbildung 26: Radialer Temperaturverlauf
im Aktor gekühlt

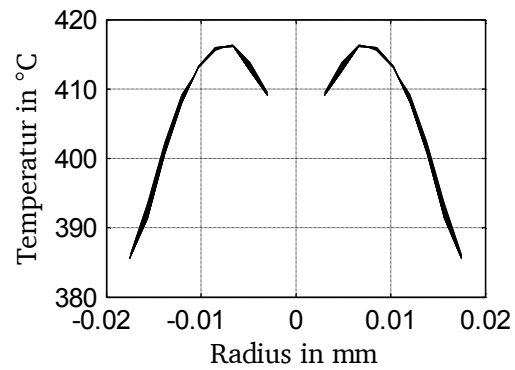


Abbildung 27: Radialer Temperaturverlauf
im Aktor ungekühlt

Voraussetzung einer optimalen Kühlleistung ist eine konstante Umspülung des Aktors mit dem Kühlmedium. Dies wird über eine Druckluftversorgung sichergestellt. Insgesamt wird für alle vier Aktoren ein Durchfluss von 1500l/min benötigt, die bei einer konstanten Druckversorgung von mindestens 5 bar gewährleistet werden kann (siehe Abbildung 31).

Piezokeramiken nehmen Feuchte auf [17]. Im Auslieferungszustand wird der Aktor daher von einer Gummiummantelung vor diesem Umwelteinfluss geschützt. Von einem Einsatz der Aktoren in einer durch Öl verunreinigten Umgebung, wie sie in der Nähe von Lagerstellen anzufinden ist, wird von Seiten der Hersteller abgeraten. Durch die Umspülung der Aktoren mit Kühlluft kann ein wirksamer Schutz realisiert werden.

3.2.2 Vorspannmodul

In das Vorspannmodul werden die gleichen Kopplungs- und Positionierelemente (Justierschraube und Basisplatte) wie im Aktormodul sowie eine Tellerfeder mit Federwegsbegrenzer und eine Kraftmessdose integriert (siehe Abbildung 28).

Aufgrund der beengten Platzverhältnisse und der großen benötigten Federsteifigkeit von maximal 23 kN/mm (entspricht 10% der Aktorsteifigkeit) werden Spiralfedern zur Realisierung der ALA ausgeschlossen. Große Federsteifigkeiten bei kleinem Bauraum können sehr gut von Ringfederelementen oder Tellerfedern realisiert werden.

Aus Gründen einer besseren Vergleichbarkeit wird auf Ringfederelemente verzichtet, da sie sehr große Dämpfungsgrade besitzen. Durch hohe Dämpfungsgrade können zwar hohe Sicherheitsreserven realisiert werden, jedoch wird eine klare Abtrennung zwischen der vom aktiven System erzeugten Dämpfung und

der vorhandenen Systemdämpfung durch die Ringfedern erschwert. Tellerfederelemente besitzen relativ gesehen kleine Dämpfungsgrade, die im Bereich von ca. 2 % pro Federelement liegen und damit Ringfederelementen vorzuziehen sind [64]. Nachteil der Tellerfedern ist eine progressiv verlaufende Federkennlinie. Durch Verändern des Hub-Dicken-Verhältnisses kann jedoch dieser Effekt so weit vermindert werden, dass sich im Arbeitsbereich eine lineare Federkennlinie einstellt. Dies führte abschließend zur Auswahl einer Tellerfeder vom Tellerfederhersteller „Knorr“ mit einem Durchmesser von 80 mm bei 2 mm Scheibendicke und einer Federsteifigkeit von 14,74 kN/mm (entspricht 6,4 % der Federsteifigkeit des Aktors) [64].

Aus Platzgründen wurde die Kraftmessdose nicht in Reihe zum Piezostapelaktor angeordnet, sondern parallel dem Vorspannmodul zugeordnet. Dies hat zur Folge, dass zwar die für den Betrieb notwendigen Aktorvorspannungen überwacht werden können, aber ohne Kenntnis der exakten Federsteifigkeiten nicht auf die absolute Kraftentwicklung des Rotorsystems geschlossen werden kann.

Mit der ausgewählten Kraftmessdose können auch beim Auftreten von Biegemomenten und Schubbelastungen nahezu fehlerfreie Messungen durchgeführt werden. Die Kraftmessdose der Firma „HBM“ vom Typ „U10M“ besitzt eine Nennkraft von 50 kN mit einem Linearitätsfehler, der kleiner als $\pm 0,04\%$ des Messbereichs ist.

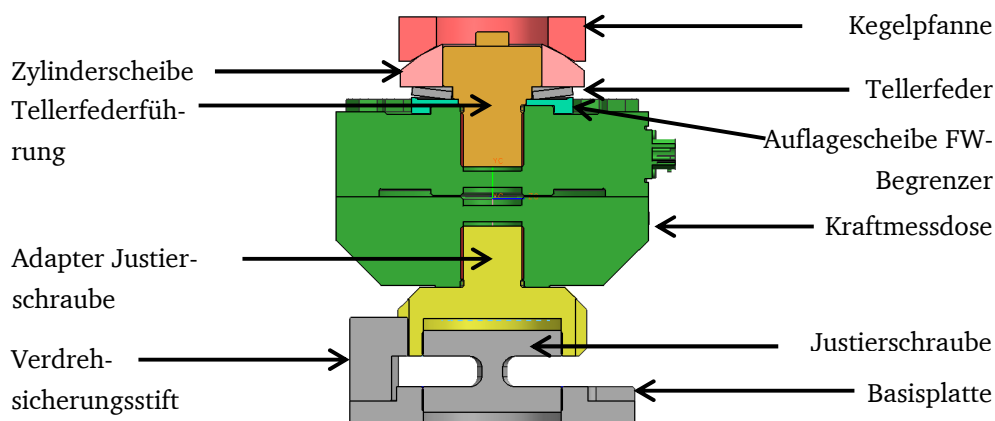


Abbildung 28: Vorspannmodul

Das Lagergehäuse wird durch eine Justierschraube mit gegenläufigen Gewinden so innerhalb des Lagerrahmens positioniert, dass der Rotor in den Lagern spannungsfrei rotieren kann. Auch die notwendige Vorspannung wird durch diese Elemente erzeugt. Zwischen Zylinderscheibe und der Tellerfederführung ist eine geringe Spielpassung vorgesehen, damit relative Bewegungen in diesem Bereich nicht behindert werden. Aus Sicherheitsgründen wird die maximale Aus-

lenkung auf Seiten des Vorspannmoduls durch einen Federwegsbegrenzer eingeschränkt, da es sonst zu einem Durchschlagen der Tellerfeder kommen könnte (Abbildung 28).

Mit einem Verdrehsicherungsstift wird eine relative Verdrehung der Basisplatte zum Überlastzylinder und Aktor, beziehungsweise zur Kraftmessdose verhindert.

3.2.3 Modifikation der motorseitigen Lagerstelle 1:

An der motorseitigen Lagerstelle sind nur leichte Modifikationen vorgenommen worden (Abbildung 29). Zwei der vier Aufhängungselemente sind durch zwei Kraftsensormodule ersetzt worden. Zusätzlich wurde die Möglichkeit eines Verkippens des Lagergehäuses durch Modifikation des Lagerrahmens gesperrt, was eine Montage erleichtert.

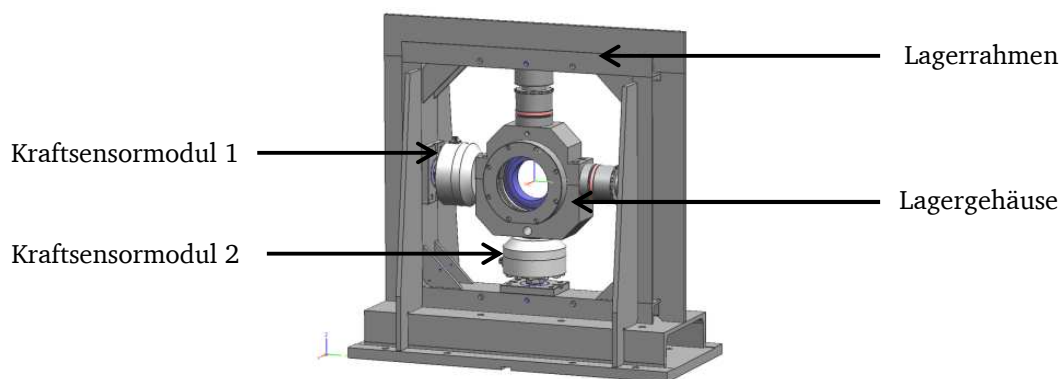


Abbildung 29: Lagerstelle 1 nach Umbau

Die motorseitige Lagerstelle wird nicht mit Aktoren versehen, da sonst keine Vergleichbarkeit zwischen den beiden Prüfstandkonfigurationen gegeben wäre.

3.2.4 Gesamtprüfstand

Einen Überblick des Prüfstandes nach dem Umbau wird in Abbildung 30 gegeben. Es wird deutlich, dass der entscheidendste konstruktive Eingriff an den LE2 und 3, erfolgt ist. Messpunkte des aktiven Systems liegen in den axialen WSE1-4 axial über den Rotor verteilt (strichliert dargestellt). WSE1 und 2 messen direkt die Schwingungen des Rotors. WSE3 und 4 erfassen die Bewegung des Lagergehäuses. In der gezeigten Abbildung wird deutlich, dass die axiale Position von WSE3 und 4 mit der von LE2 und 3 übereinstimmt. Dies wird möglich, wenn Aktoren und Sensoren in einem Winkel von 45° zueinander angeordnet werden. Für eine vollständige Kollokation von Aktor und Sensor ist es daher notwendig die Sensordaten um den Winkelversatz zu korrigieren.

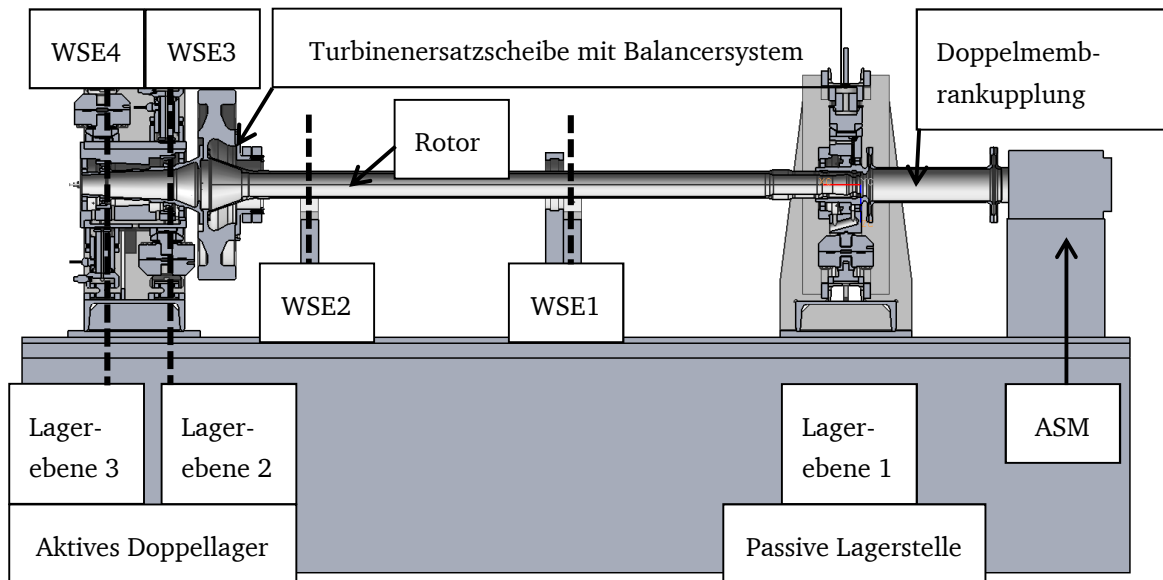


Abbildung 30: Schnitt Prüfstand im aktiven Design

3.3 Sensorik

Das Kapitel Sensorik unterteilt sich in drei Unterkapitel. Die am Prüfstand vorhandenen Sensoren können zwei Gruppen zugeordnet werden. Zum einen die Sensoren, die zur Überwachung von Zuständen, wie Temperaturen und Drücken, eingesetzt werden. Mit dieser Gruppe wird hauptsächlich die Funktion von Versorgungssystemen überwacht. Zum anderen sind Sensoren vorhanden, die zur Regelung eingesetzt werden. Abschließend wird im letzten Kapitel das verwendete Anti-Aliasingfilter beschrieben.

3.3.1 Sensoren zur Überwachung

Eine grundlegende Sensorstruktur zum Überwachen und Steuern des Prüfstandes war schon für die Bearbeitung der Quetschöldämpferthematik vorhanden. Diese wird in die neue Sensor- und Aktorstruktur des aktiven Designs integriert. Eine detaillierte Beschreibung der im Quetschöldämpferdesign verwendeten Sensorik wird in der Arbeit von Peters in [43] beschrieben. Die Ansteuerung der Asynchronmaschine über den Frequenzumrichter, die Überwachung der sich einstellenden Rotordrehzahl, die Ermittlung der Winkellage des Rotors und die Ansteuerung der Pumpen der Schmiermittelversorgung der Lagerstellen gehören zu den grundlegendsten Funktionen, um den Prüfstand betreiben zu können. Hierzu gehört ebenso die Überwachung der sich einstellenden Drücke, der Temperaturen und der Volumenströme des hydraulischen Kreises. Des Weiteren ist eine

Überwachung des Schwingungsverhaltens des Lagergehäuses durch Beschleunigungssensoren möglich.

Auch die neu integrierten Bauteile müssen überwacht werden. Die höchste Priorität der Überwachung liegt dabei auf den Piezostapelaktoren. Über analoge Schnittstellen an den Verstärkereinheiten der Piezostapelaktoren kann der Verlauf der Aktorspannung und der -stromstärke während eines Messlaufs jedes Aktors mitverfolgt und aufgezeichnet werden. So ist es möglich on- und offline eine Aussage über die Auslastung der Aktorik zu treffen. Ein Überschreiten der Stellgrenzen der Aktorik kann ein nichtlineares Systemverhalten verursachen und ist zu vermeiden. Zusätzlich wird durch DMS-Sensoren das Dehnungsverhalten der Piezostapelaktoren im Betrieb ebenso überwacht, wie das Temperaturverhalten mittels Temperatursensoren auf der Aktoroberfläche. Da die Aktortemperatur durch ein Kühlungssystem niedrig gehalten wird, ist die Überwachung des Kühlungssystems ebenso notwendig. Hierzu gehört die Überwachung des vom Proportionalwegventil gestellten Volumenstroms, die Überwachung des Drucks und die Überwachung von Temperaturen an verschiedenen Messpunkten des Kühlsystems. Die Messpunktverteilung der beschriebenen Sensoren des Kühlsystems werden in Abbildung 31 dargestellt.

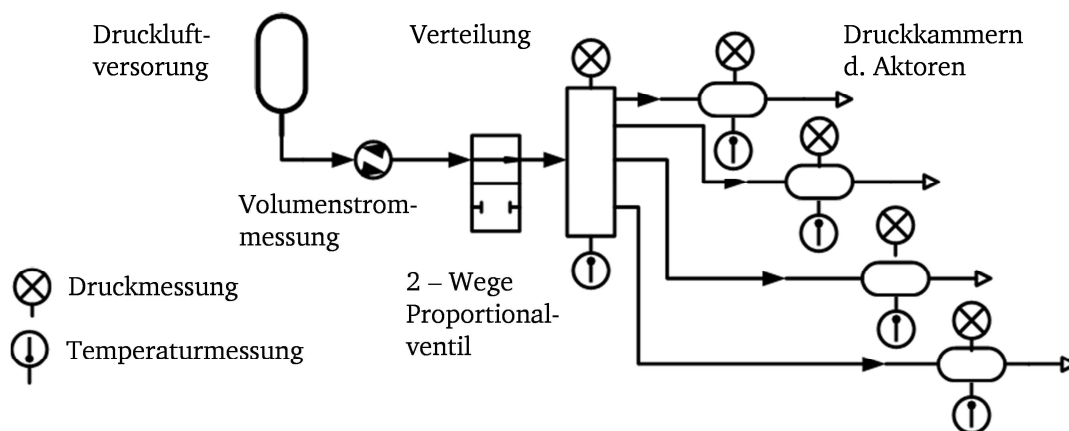


Abbildung 31: Schaltplan Druckluftkühlung

Die Größe des Volumenstroms wird direkt vor dem Proportionalwegventil ebenso wie die Temperatur und der Versorgungsdruck erfasst. In jedem Zweig des Kühlungssystems wird zusätzlich vor dem Einlassen des Mediums in den Kühlspalt die Temperatur und der Druck des Kühlmediums erfasst.

Mit Hilfe der in die Lagerung integrierten Kraftsensoren kann eine Überwachung der auf die Aktoren aufgetragenen Vorspannungen in den LEN erfolgen. Zudem ist es möglich die auf die örtliche Steifigkeit bezogenen Lagerkräfte während der Messläufe zu überwachen. Der Messbereich einer Kraftmessdose umfasst

0-50kN, wobei der maximale Linearitätsfehler des Kraftsignals bei $\leq \pm 0,04\%$ liegt. Die positiven Wirkrichtungen der Kraftsensoren werden in Abbildung 32 gezeigt.

In jeder LE sind zwei Kraftsensoren angebracht, sodass in jeder Wirkrichtung der Lageraufhängung der Kraftverlauf gemessen werden kann. Zwei Kraftsensoren erfassen die Kraftentwicklung an der passiven motornahen LE1, die vier restlichen Kraftsensoren messen im aktiven Doppellager (LE2 und 3).

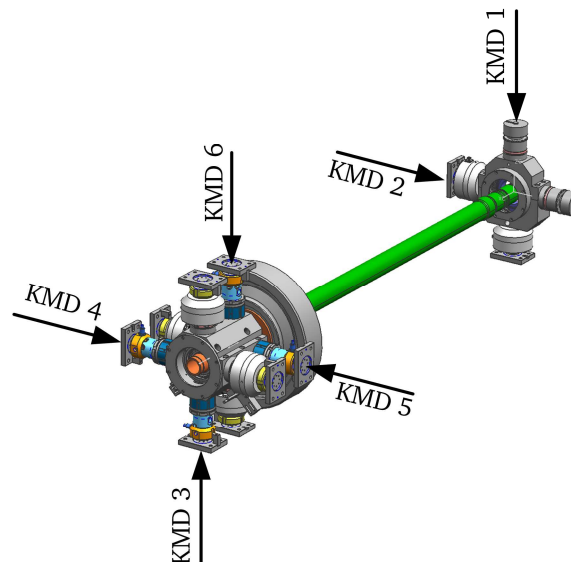


Abbildung 32: Ausrichtung der Kraftmessdosen

3.3.2 Sensoren zur Regelung

Zur Regelung werden die Auslenkungen an verschiedenen axialen Positionen durch Wirbelstromsensoren berührungslos gemessen. In Abbildung 33 wird die axiale Position der Wirbelstromsensoren mit ihren Wirkrichtungen und der WSEn dargestellt. Insgesamt stehen vier Sensorebenen axial über den Rotor verteilt zur Verfügung: Jeweils eine pro LE der ALA (WSE3 und 4), eine in der Nähe der Turbinenersatzscheibe (WSE2) und eine in der Mitte des Rotors (WSE1). Die Messebenen am Doppellager wurden neu implementiert, da im Quetschöldämpferdesign nur eine Messebene zwischen den beiden Lagern des Doppellagers vorhanden war. Die Sensorsignale dieser Position eignen sich nicht zur Regelung, da die 1. und 2. Gleichlaufeigenform an dieser Stelle einen Knoten ausbildet und damit eine schlechte Beobachtbarkeit vorliegt (siehe Kapitel 4.1.2.1).

Eine WSE besteht aus zwei Wirbelstromsensoren, die in einem Winkel von 90° zueinander stehend die radialen Biegeschwingungen des Rotors erfassen können. Aus konstruktiven Gründen besteht zwischen der Wirkrichtung der Wir-

belstromsensoren und den Aktoren eine Phasenbeziehung von 45° . Zur Herstellung von Kollokation werden die Sensorsignale online aufbereitet und erleichtern so eine stabile Regelung. Dies geschieht mit Hilfe einer Transformationsmatrix der Form

$$\begin{bmatrix} q_n \\ q_{n+1} \end{bmatrix} = \frac{1}{\sqrt{2}} \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{n,45} \\ q_{n+1,45} \end{bmatrix} \quad 3.4$$

welche die Wirbelstromsignale um 45° dreht. Das auf Induktion basierende Sensorprinzip ermöglicht hochgenaue Messungen bei der Erfassung von Auslenkungen. In Abhängigkeit vom Messbereich lässt sich eine Genauigkeit von $\leq \pm 0,04\%$ erreichen. Dies entspricht bei einem Messbereich von 0-10mm einer Ungenauigkeit von $\leq \pm 4\mu\text{m}$.

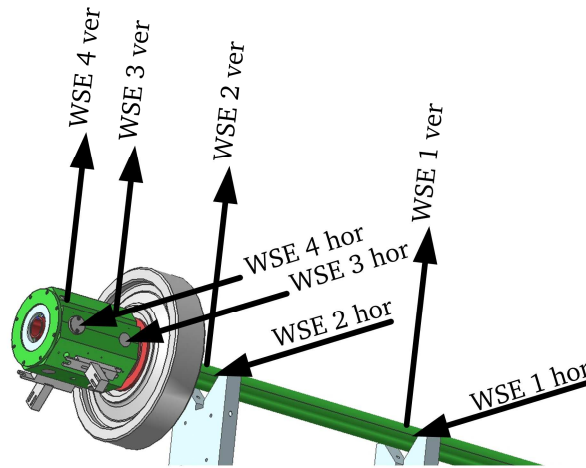


Abbildung 33: Ausrichtung der Wirbelstromsensordaten

3.3.3 Shannonsche Abtasttheorem und Anti-Aliasingfilter

Bei der Digitalisierung von Sensordaten können Fehler auftreten, die es zu vermeiden gilt. Aus diesem Grund wird nach dem Shannonschen Abtasttheorem folgende Beziehung für die Abtastfrequenz $\omega_{ab} = 2\pi/T_{ab}$ (T_{ab} entspricht der Abtastzeit) und der maximal fehlerfrei zu messenden Frequenz ω_{max} definiert [65].

$$\omega_{ab} > 2\omega_{max} \quad 3.5$$

Zur Vermeidung von Anti-Aliasingeffekten, werden so genannte Anti-Aliasingfilter eingesetzt. Ihre Grenzfrequenz sollte auf $\omega_{\text{grenz}} = \omega_{ab}/2$ gelegt werden [65].

Mit den vorhandenen Messkarten wird die Abtastfrequenz $\omega_{ab} = 2\pi 5000 \text{ Hz}$ festgelegt, sodass nach Shannon eine obere Grenzfrequenz von $\omega_{\text{max}} = 2\pi 2500 \text{ Hz}$ existiert ab der nicht mehr fehlerfrei gemessen werden kann. Die maximale Drehfrequenz des Rotors liegt bei $\omega_{dm} = 2\pi 150 \text{ Hz}$. In der Praxis hat sich eine Abtastfrequenz zur Vermeidung von Fehlern von mindestens $10\omega_{dm}$ bewährt [52]. So kann die Eckfrequenz des Anti-Aliasingfilters zwischen der verzehnfachten maximalen Drehfrequenz $10\omega_{dm}$ und der Grenzfrequenz nach Shannon gelegt werden.

Über eine analoge elektrische Schaltung wurde ein Tiefpassfilter 1. Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 1600 Hz realisiert, sodass über Frequenzen bis maximal 1600 Hz eine Aussage getroffen werden darf. Die Verwendung eines passiven Filters hat Einfluss auf die Phasenbeziehung zwischen Störsignal und dem gemessenen Sensorsignal, es entsteht ein Phasenverzug, der jedoch im Betriebsbereich vernachlässigbar ist.

3.4 Datenerfassung

Das Datenerfassungssystem wird auf Basis von „National Instruments“ Hardware und der dazugehörigen Software „LabVIEW“ aufgebaut. In diesem Kapitel wird die Hardwarearchitektur beschrieben. Im Speziellen wird die Integration einer echtzeitbasierten Datenerfassung in die bestehende Datenerfassung aufgezeigt.

Die alte Datenerfassung (DE) (Host PC QÖD) zur Erfassung der Sensorwerte im Quetschöldämpferdesign (grau hinterlegt in Abbildung 34) erfüllt nicht die Bedingungen, die für einen Echtzeiteinsatz notwendig sind. Bestandteile dieses Systems sind ein windowsbasierter Personal Computer (PC) und eine Schnittstelle, über die der Rechner mit der vorhandenen Aktorik und Sensorik des Prüfstandes verbunden ist.

An ein Echtzeitsystem werden im Allgemeinen die Anforderungen der Realzeitigkeit, Gleichzeitigkeit und der zeitgerechten Reaktion auf spontane Ereignisse gestellt [66]. Unter Einhaltung der Realzeitigkeit versteht man, dass vorgegebene Zykluszeiten und Abtastzeitpunkte eingehalten werden. Ein Echtzeitsystem muss im Stande sein, mehrere Prozesse gleichzeitig bearbeiten zu können, wobei die Reihenfolge innerhalb der Zyklen durch eine Priorisierung

der Prozesse vorgenommen werden kann. Zudem sollte, falls zufällige, spontane interne Ereignisse auftreten, das Echtzeitsystem innerhalb einer definierten Zeit reagieren können. Zur Erfüllung dieser Anforderungen ist der Aufbau einer echtzeitfähigen Datenerfassung notwendig, wie sie in weiß hinterlegt in Abbildung 34 dargestellt ist.

Die neue echtzeitfähige DE besteht aus einem Echtzeitsystem (Target PC ALA), einem windowsbasierten Hostsystem (Host PC ALA) und einer neuen Schnittstelle. Das Targetsystem wiederum setzt sich aus einem Personal Computer mit Echtzeitbetriebssystem und einem angegliederten NI-PXI-1033 Chassis zusammen, der zur Digitalisierung der Sensorwerte drei NI-PXI-6159 Messkarten enthält. Die PXI-Messkarten besitzen eine Auflösung von 16 bit und erlauben Abtastraten bis zu 31250 Samples/s pro Kanal [67].

Die auf dem Targetsystem ermittelten Daten werden über eine Netzwerkkommunikation an das Hostsystem (Host PC ALA) übermittelt. Das Hostsystem kann beispielsweise die Messdaten visualisieren oder komplexe Rechnungen übernehmen, die nicht an den Echtzeitprozess gebunden sind und eine Einflussnahme seitens des Benutzers an das Targetsystem übermitteln. Neben der „LabVIEW“ basierten Verarbeitung von Messdaten sind auf dem Hostsystem auch weitere Schnittstellen mit anderen festverdrahteten Systemen wie dem Frequenzumrichter der Asynchronmaschine und dem Balancersystem installiert und ermöglichen eine Überwachung der Geräte mit der entsprechenden Software.

Sicherheitskritische Kommunikationszweige der Datenerfassung wurden von der QÖD-Seite der DE auf die ALA-Seite der DE verlegt. Nicht sicherheitskritische Kommunikation wird zwischen den Datenerfassungssystemen über eine Netzwerkkommunikationsschnittstelle ausgeführt. Hierzu gehört zum Beispiel die Ansteuerung der Pumpen der Lagerschmiermittelversorgung.

Die für die Regelung notwendigen Sensorsignale und zusätzlich notwendigen Sensoren zur Überwachung des Prüfstandbetriebes werden über die Schnittstelle und die Messkarten des Echtzeitsystems auf dem Targetsystem bereitgestellt und verarbeitet. Insgesamt sind 11 digitale I/O's, 43 analoge Eingänge und 6 analoge Ausgänge für den Betrieb des Prüfstandes eingerichtet worden. Davon ist es möglich 18 Kanäle für eine Regelung heranzuziehen. Hierzu gehören die Auslenkungen, Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen der Lagergehäuse über die Beschleunigungssensoren, die Kräfte an den LEn durch Kraftsensoren, die Dehnungen der Piezostapelaktoren durch die entsprechenden DMS-Sensoren und die Auslenkungen des Rotors und des Lagergehäuses durch die Wir-

belstromsensoren. In dieser Arbeit wird zur Regelung der Rotorschwingungen ausschließlich das Signal der Wirbelstromsensoren verwendet.

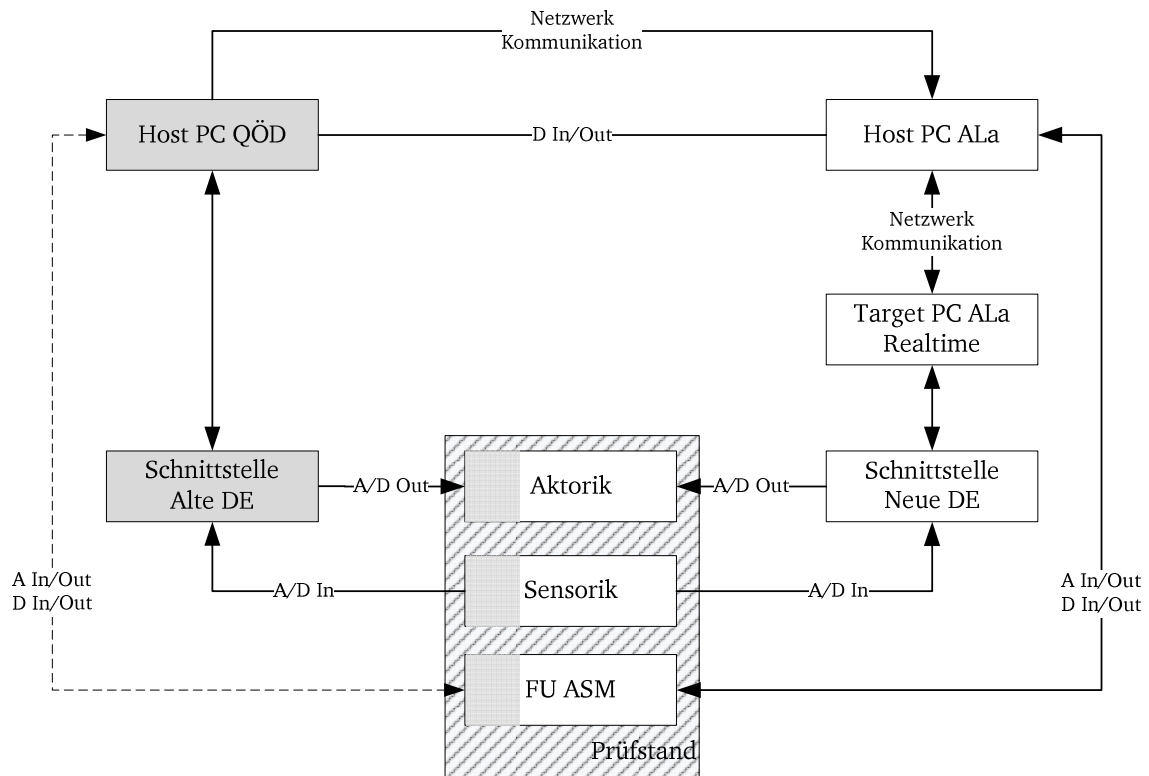


Abbildung 34: Verknüpfung der Datenerfassungssysteme

4 Simulation

Durch die Simulation des rotordynamischen Verhaltens des aktiv gelagerten Rotors mit allen entsprechenden Komponenten ist es möglich, das rotordynamische Schwingungsverhalten vorherzusagen. Die geschlossene Regelstrecke erlaubt, eine genügend hohe Übereinstimmung zwischen Modell und Prüfstand vorausgesetzt, das Stabilitätsverhalten des Systems aufgrund der implementierten Regler zu beurteilen. Dabei werden aufgrund der Leistungsfähigkeit der QÖD bestimmte Anforderungen an das Verhalten der aktiven, geschlossenen Strecke gestellt. Werden die Anforderungen nicht erfüllt, muss entweder eine optimierte Reglereinstellung oder eine neue Regelstrategie gefunden werden. Die Regelparameter parametrischer Reglertypen, wie PID-Regler oder IFF-Regler können schneller und mit weniger Risiko innerhalb einer Simulation ausgelegt werden, als dies in einer experimentellen Umgebung möglich ist.

Ist durch die Simulation das Verhalten der Aktoren ausreichend genau beschreibbar, kann die Leistungsfähigkeit der Aktoren überprüft werden, ohne dass teure Testläufe nötig werden, was als langfristiges Ziel für ALA möglich sein soll.

Dieses Kapitel gliedert sich in drei Unterkapitel. In Unterkapitel 4.1 wird die Erstellung des verwendeten Simulationsmodells beschrieben. Im zweiten Unterkapitel 4.2 wird mit der Beschreibung der verwendeten Regelungsprinzipien fortgefahren. Zu den ausgewählten Reglern zählen ein IFF-Regler, ein PDT₁-Regler und ein DT₁-Regler. Ein Vergleich der mit den genannten Regelansätzen möglichen Schwingungsreduktionen und deren Auswirkungen innerhalb des Regelkreises wird im letzten Unterkapitel 4.3 diskutiert.

4.1 Simulationsmodell

Es wird für das vorliegende Rotorsystem angenommen, dass es sich linear verhält und mit den linearen Gesetzmäßigkeiten beschrieben werden kann. Definitionsgemäß muss also das Superpositionsprinzip für beliebige Linearkombinationen von Erregungen gelten [48]. Zudem ist eine zeitinvariante Beschreibung möglich, was bedeutet, dass das vorhandene System sich nicht über die Zeit ändert, sofern an definierten Drehzahlstützstellen simuliert wird.

Im Folgenden wird das Vorgehen bei der Modellierung der einzelnen Prüfstandkomponenten beschrieben.

Das Gesamtmodell des Prüfstandes wird in verschiedene Subsysteme unterteilt, die zuerst einzeln modelliert und anschließend zu einem Gesamtmodell zusammengefügt werden. Als Subsysteme werden der Rotor (a) mit Turbinenersatzscheibe, die aktive Doppellagerung (b) und die passive Lagerstelle (c) an LE1 definiert (siehe Abbildung 35).

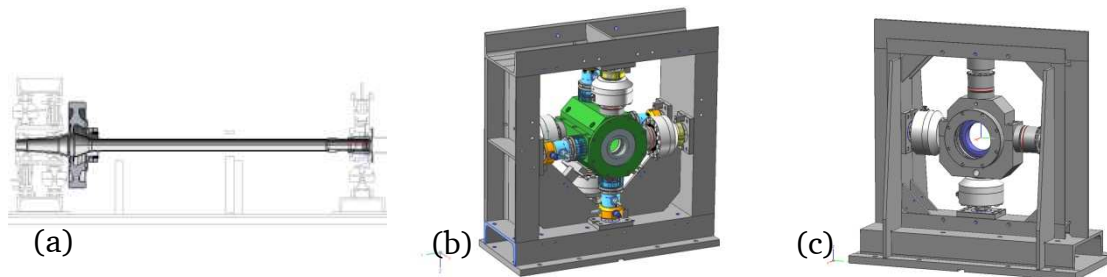


Abbildung 35: Simulationsmodule: (a) Rotor, (b) aktives Doppellager, (c) passive Lagerstelle

Die Teilwelle 1, der Niederdruckrotor mit seiner Turbinenersatzscheibe und dem Balancersystem und die Teilwelle 2 zur Lageraufnahme von Lagerstelle 2 und 3 bilden den gesamten Rotor (Abbildung 18). Er ist über eine Doppelmembrankupplung mit der antreibenden Asynchronmaschine verbunden. Das Subsystem des Niederdruckrotors (a) umfasst also alle rotierenden Bauteile des Prüfstandes.

Das Subsystem der aktiven Doppellagerung (b) umfasst vom Lagergehäuse mit den Lageraußenringen bis hin zum Lagerrahmen alles, was den Rotor an der Stelle des aktiven Doppellagers (LE2 und 3) abstützt. Der Lagerrahmen selbst wird gegen das als fest angesehene Fundament modelliert.

Das Subsystem der passiven Lagerstelle (c) besteht mit ihren nicht drehenden Komponenten aus dem Lagergehäuse, den Aufhängungselementen und dem Lagerrahmen.

4.1.1 Modellierung

Zu (a) Rotor

Zur Beschreibung des rotordynamischen Verhaltens des Rotors werden mit Hilfe eines institutsinternen Matlab FE-Tools „Rotorbuild“ auf Basis der Geometrie- und Materialdaten die mechanischen Bestandteile der Gesamtsystemmatrizen $\mathbf{M}_q, \mathbf{G}_q, \mathbf{K}_q$ der Bewegungsgleichung 4.3 aufgestellt [68]. Der so modellierte Rotor besitzt 75 Knoten mit jeweils 4 Freiheitsgraden (Translation horizontal und vertikal, Verdrehung um die horizontale und vertikale Achse).

Zur Aufstellung der Dämpfungsmatrix ist es notwendig die mechanischen Dämpfungsgrade einer komplexen Struktur zu ermitteln. Dies soll indirekt durch Messung der modalen Dämpfungsgrade geschehen.

Die modalen Dämpfungsgrade können durch Messen des logarithmischen Dekrements in Ausschwingversuchen ermittelt werden [11]. Durch dieses Verfahren ist es möglich, die beiden ersten modalen Dämpfungsgrade $D_1 = 0,04$ und $D_2 = 0,06$ experimentell zu bestimmen. Für höhere Moden wurde der Mittelwert aus D_1 und D_2 mit $D_n = 0,05$ festgelegt. Mit Hilfe der experimentell ermittelten modalen Dämpfungsgrade wird der mechanische Teil der Gesamtdämpfungsmatrix \mathbf{D}_q durch Anwenden von Gleichung 4.1 besetzt [69]. Die Ermittlung der elektrischen Dämpfungsanteile der Gesamtdämpfungsmatrix \mathbf{D}_q wird später beschrieben.

$$\mathbf{D}_{q,mech} = \mathbf{M}_q \mathbf{Q}_q \text{diag} \left(\frac{2D_n \omega_n}{m_n} \right) \mathbf{Q}_q^T \mathbf{M}_q^T \quad 4.1$$

Ein Abgleich der Eigenfrequenzen des frei-freien Modells erfolgte durch eine Modalanalyse des Rotors in [70]. Das frei-freie Modell besitzt eine maximale Abweichung von 3 % zu dem in „Rotorbuild“ modellierten mechanischen Modell [71].

Zu (b) Doppellager

Das Subsystem der aktiven Doppellagerung besteht aus dem Lagergehäuse, seinen Aufhängungselementen (Aktor- und Vorspannmodul) und dem Lagerrahmen. Die Piezostapelaktoren, die dem Aktormodul zugeordnet sind, sind sowohl elektrisch als auch mechanisch in die Bewegungsgleichung integriert. Die Bewegungsgleichung des Lagergehäuses wird zentral mit Hilfe der Lagrang'schen Gleichung zweiter Art ermittelt [11]. Der Lagerrahmen wird nur über ihre Steifigkeiten, jedoch ohne Massen abgebildet. Die Modellierung der Piezostapelaktoren wird mit Hilfe der Piezogleichungen 2.16 und 2.17 und der Maschengleichung des Piezoaktorstromkreises hergeleitet. Die elektrischen Größen hierfür wurden konservativ abgeschätzt. Das beobachtete elektrische Verhalten der Piezostapelaktoren (Widerstände, Induktivitäten und Kapazitäten) hat jedoch nur einen geringen Einfluss auf das Gesamtverhalten der Aktoren. Mechanisch gesehen kann ein Piezostapelaktor als fußpunkterregte Feder modelliert werden [54], wobei über die linearen piezoelektrischen Gleichungen mittels des Kopp-

lungsfaktors die elektrischen mit den mechanischen Größen gekoppelt werden und so auch die elektrischen Freiheitsgrade in das Gesamtmodell in die Systemmatrizen integriert werden.

In Abhängigkeit von drei Spannungsamplitudenanforderungen wurde experimentell das Übertragungsverhalten des Verstärkers, wie in Abbildung 36 dargestellt, vermessen. Gut zu sehen ist, dass der jeweilige Verstärkungsfaktor der drei Amplitudenanforderungen bis ca. 200 Hz nahezu konstant gehalten werden kann. Je nach Amplitudenanforderung bricht danach der generierbare Verstärkungsfaktor stark ein. Ein Betrieb oberhalb der jeweiligen Eckfrequenz wird nicht empfohlen, da ein plötzlicher Abbruch der dämpfenden Wirkung zu einem nicht vorhersagbaren Schwingungsverhalten des Rotors führen kann.

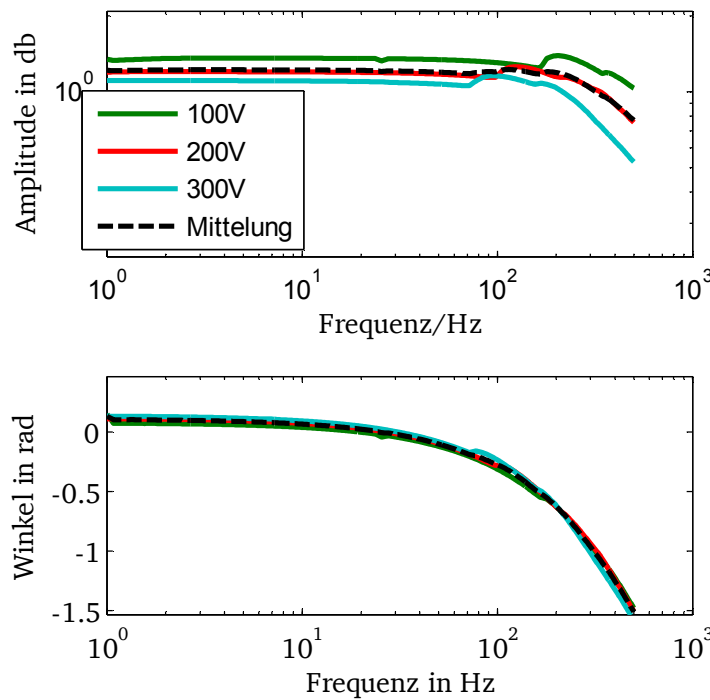


Abbildung 36: Übertragungsverhalten des Piezoverstärkers aus [71]

Basierend auf Messungen stellt eine Übertragungsfunktion 2. Ordnung der Form

$$G_{Vers} = K_{ver} \frac{\omega_{Ver}^2}{\omega_{Ver}^2 - \Omega^2 + i2D_{Ver}\omega_{Ver}\Omega} \quad 4.2$$

das dynamische Verhalten des Verstärkers mit der größtmöglichen Übereinstimmung für eine gemittelte Amplitudenanforderung dar (schwarz gestrichelte Line).

Der Verstärker besitzt eine Linearisierungsfunktion bezüglich seines Ausgangssignals. Wird sie eingeschaltet, gleicht der Verstärker intern den Ladungsfluss mit den Auslenkungen ab, die der DMS-Sensor erfasst. Der Eingriff wird in Abbildung 36 durch die zusätzliche Überhöhung im Amplitudenverlauf in den hohen Frequenzen deutlich. Ist die Linearisierung ausgeschaltet wird die Ausgangsspannung mit dem Ansteuersignal verglichen. Die Linearisierung bewirkt eine Versteifung des Aktors im Betrieb. In den Schwingungsantworten kann dieser Effekt eine Resonanzverschiebung des Gesamtsystems im offenen Regelkreis von ca. 100 1/min verursachen. Im geregelten Verlauf schwächt sich dieser Effekt ab. Alle Testläufe zum Vergleich der Dämpfungselemente wurden jedoch ohne die Linearisierungsfunktion durchgeführt.

Zu (c) passive Lagerstelle

Neben dem Rotor und der aktiven Doppellagerung wird die Gleichung für den passiven motornahen Lagerbock (c), der hauptsächlich aus in Reihe geschalteten Federsteifigkeiten und entsprechenden Massen besteht, dem Gesamtsystem hinzugefügt.

Nach Koppeln der Subsysteme (a), (b) und (c) kann folgende mechatronische Gesamtbewegungsgleichung im Zeitbereich formuliert werden:

$$\mathbf{M}_q \ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{G}_q + \mathbf{D}_q) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}_q \mathbf{q} = \mathbf{f}_u \quad 4.3$$

Mit

$$\mathbf{q} = [\mathbf{q}_{Rotor}^T, \mathbf{q}_{L1}^T, \mathbf{q}_{mech23}^T, \mathbf{Q}_{A,23}^T]^T \text{ und } \mathbf{f}_u = [\mathbf{f}_{Rotor}^T, \mathbf{f}_{L1}^T, \mathbf{f}_{mech23}^T, \mathbf{U}_A^T]^T$$

Bei \mathbf{q}_{Rotor}^T , \mathbf{q}_{L1}^T und \mathbf{q}_{mech23}^T handelt es sich um die mechanischen Freiheitsgrade (Auslenkungen) der Hauptmodule und bei $\mathbf{Q}_{A,23}^T$ um die elektrischen Freiheitsgrade (Ladungen) der Piezostapelaktoren. Die gleiche Sortierung bezüglich Mechanik (Kräfte) und Elektrik (Spannungen) wird auch für den Eingangsvektor \mathbf{f}_u verwendet.

Nach der Überführung der Bewegungsgleichung 4.3 in den Zustandsraum wird die Größe der Zustandsraummatrizen mit dem Verfahren der bimodalen Reduktion [12] verringert, sodass eine Berechnung mit kleineren Rechenzeiten möglich wird. Bei der hier vorgestellten Modellierung ist eine bimodale Reduktion

notwendig, da die Gyroskopiematrix eine antimetrische Form aufweist und so die Diagonalisierungsbedingungen für die modale Reduktion verletzt werden [11]. Die mit Links- und Rechtseigenvektoren modal reduzierte, komplexe Systemmatrix wird anschließend mit einer zusätzlichen Transformationsmatrix zu einer Systemmatrix in reeller Blockdiagonalform überführt. Jedes komplexe Eigenwertpaar der komplexen Systemmatrix

$$\mathbf{A}_n = \begin{bmatrix} \lambda_{2n-1} & 0 \\ 0 & \lambda_{2n} \end{bmatrix} \quad 4.4$$

mit $\lambda_{2n-1/2n} = -\delta_n \mp i\omega_{0n}$, $n = 1 \dots N$ wird mit der Transformationsmatrix

$$\mathbf{R}_n = \begin{bmatrix} 1 & -i \\ 1 & i \end{bmatrix} \quad 4.5$$

zu einem voll besetzten Block der Form

$$\mathbf{A}_{B,n} = \mathbf{R}_n^{-1} \mathbf{A}_n \mathbf{R}_n = \begin{bmatrix} -\delta_n & -\omega_{0n} \\ \omega_{0n} & -\delta_n \end{bmatrix} \quad 4.6$$

transformiert [72]. Durch die leicht orthotrope Lagerung treten keine doppelten Eigenwerte auf und die Rechts- und Linkseigenvektoren sind zueinander orthogonal. Wird diese Rechenvorschrift auf die gesamte Systemmatrix angewandt, erhält man eine reelle Systemmatrix in Blockdiagonalform, welche numerisch leichter zu verarbeiten ist als komplexe Größen. Die Grundgleichung des reduzierten, reellen Modells im modalen Zustandsraum lautet:

$$\dot{\mathbf{z}}_m = \mathbf{A}_B \mathbf{z}_m + \mathbf{Q}_L^T \mathbf{B}_z \mathbf{f}_z e^{i\Omega t} \quad 4.7$$

Bei \mathbf{z}_m handelt es sich um den modalen Zustandsvektor, \mathbf{A}_B die reduzierte Zustandsmatrix in reeller Blockdiagonalform, \mathbf{Q}_L^T die reel reduzierte Linkseigenvektormatrix zur Blockdiagonalform, \mathbf{B}_z die Eingangsmatrix und \mathbf{f}_z den Eingangsvektor. Der modale Zustandsvektor \mathbf{z}_m berücksichtigt 20 modale Freiheits-

grade. Vor der Reduzierung weist das Modell 620 physikalische Freiheitsgrade auf.

Als weitere Elemente in Form von Übertragungsfunktionen werden die passiven Filter 1. Ordnung der Signalaufbereitung (Eckfrequenz $\omega_{eck} = 2\pi 1600 \text{ Hz}$) und das Sampling der Messkarten (Abtastfrequenz $\omega_{ab} = 2\pi 5000 \text{ Hz}$) durch eine entsprechende Padeapproximation 1. Ordnung bei der Modellierung berücksichtigt [52].

Zur Darstellung der verschiedenen Sensorwerte in der Simulation wird die folgende Ausgangsgleichung aufgestellt:

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}_z \mathbf{Q}_R \mathbf{z}_m + \mathbf{D}_z \quad 4.8$$

Mit \mathbf{y} als Ausgangsvektor, \mathbf{C}_z als Ausgangsmatrix, \mathbf{Q}_R als reel reduzierter Rechtseigenvektormatrix zur Blockdiagonalform und \mathbf{D}_z als Durchgangsmatrix.

4.1.2 Modellverhalten

Das Modellverhalten wird anhand der sich ausgebildeten Eigenfrequenzen der dazugehörigen Eigenformen beschrieben. Damit kann das Verhalten des Rotors für die Reglersynthese abgeschätzt werden.

4.1.2.1 Eigenfrequenzen

In Abbildung 37 wird das Campbell-Diagramm des Rotormodells gezeigt, wobei die gestrichelte Linie den Fahrstrahl darstellt. Im Campbell-Diagramm kann der Einfluss der Gyroskopie auf ein Rotorsystem gezeigt werden. Infolge der gyroskopischen Wirkung spalten sich die Eigenfrequenzen eines Rotors in Gleich- und Gegenlaufeigenfrequenzen auf. Die Schnittpunkte zwischen dem Fahrstrahl und den in horizontaler Richtung verlaufenden dicken Linien, den Gleichlaufeigenfrequenzen, stellen die Resonanzen bei Unwuchterregung dar. Die dünnen Linien zeigen die nicht durch Unwuchten erregbaren Gegenlaufeigenfrequenzen an. Die Startpunkte der Gleich- und Gegenlaufeigenfrequenzen fallen nicht zusammen. Dies ist auf eine leichte Lageranisotropie zurückzuführen [1].

Zusammenfassend bilden sich in Abhängigkeit der Drehfrequenz die ersten beiden Resonanzstellen der offenen Strecke in der Simulation bei 70,5 Hz und bei 127,5 Hz aus. Die dritte Eigenfrequenz liegt außerhalb des Betriebsbereichs, es

ist kein Schnittpunkt der entsprechenden Eigenfrequenz mit dem Fahrstrahl im betrachteten Frequenzbereich vorhanden.

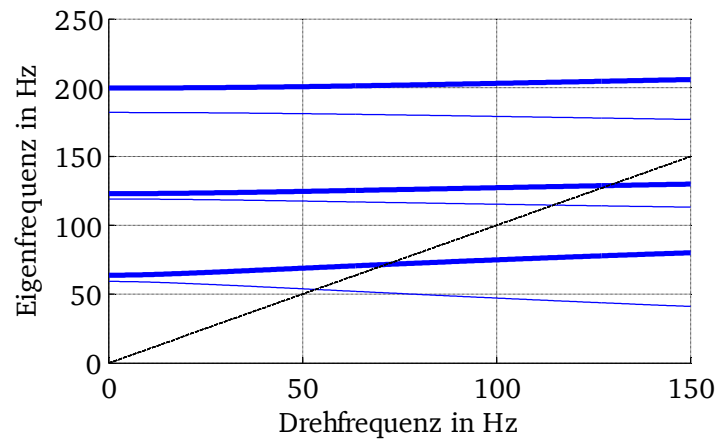


Abbildung 37: Campbell-Diagramm Simulation

4.1.2.2 Eigenformen

Im Folgenden werden die ersten vier Eigenformen des Rotors in Abbildung 38 dargestellt. Eigenvektor 1 und 3 zeigen die Gegenlaufeigenformen und 2 und 4 die Gleichlaufeigenformen, die sich bei $\Omega = 0$ ausbilden. Nicht dargestellt wird die Drehzahlabhängigkeit der Eigenformen durch den Einfluss der Gyroskopie, da die Formänderung, wie das Verschieben von Knoten über die Drehzahl, vernachlässigbar klein ist.

Werden die 1. und 2. Gleichlaufeigenform miteinander verglichen, fällt bei der 2. Eigenform auf, dass der zusätzliche Knoten mit ca. 1,4m axialem Abstand von LE1 in der Nähe von WSE2 liegt. Wird also das nicht kollokierte Sensorsignal der WSE1 und 2 zurückgeführt, ist eine Reduktion der Amplituden beider Eigenformen mit denselben Regelparametern nicht möglich. Es würde zu einer Erregung durch die 180° Phasendrehung des Sensorsignals führen. Daher müssen die Parameter in Abhängigkeit der Drehzahl angepasst werden, falls eine Amplitudenreduzierung beider Resonanzstellen mit einer nicht kollokierten Aktor-Sensor-Anordnung bei nicht modellbasierten Reglern gelingen soll. Auch wird ersichtlich, dass im Falle einer kollokierten Anordnung von Aktor und Sensor ein stabiles Verhalten vorliegt, da kein Knoten zwischen Aktor und Sensor vorhanden ist.

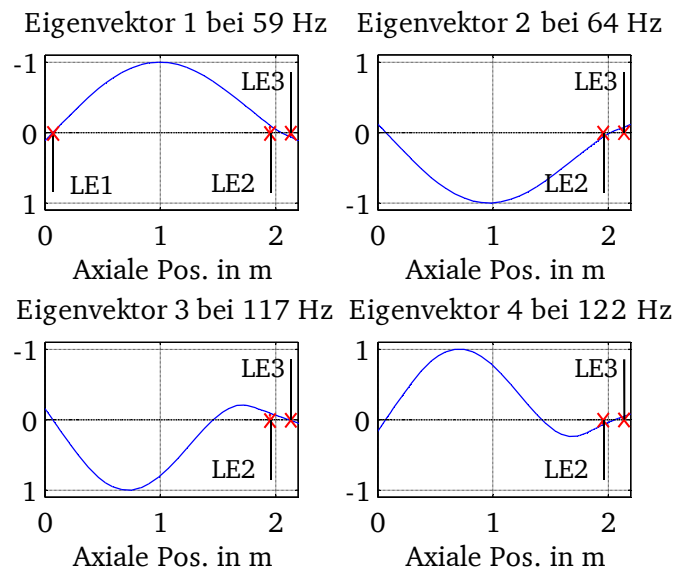


Abbildung 38: Eigenformen bei $\Omega = 0$

4.1.2.3 Steuerbarkeit, Beobachtbarkeit

Die Frage der Steuerbarkeit stand bei der Durchführung der Simulation und dem Entwurf der Regler nicht im Vordergrund. Vorrangig sollte eine Vergleichbarkeit der Systeme behandelt werden. Damit die beiden Dämpfungselemente vergleichbar bleiben, ist es notwendig, dass die Aktoren und QÖD den gleichen Angriffspunkt besitzen. Wenn die Forderung einer vergleichbaren Steuerbarkeit erfüllt ist, kann auch die Amplitudenreduktion beider Systeme miteinander verglichen werden. Prinzipiell liegt bei einem Doppellager immer eine Steuerbarkeit vor, da im Betriebsbereich nie in beiden LE gleichzeitig ein Knoten vorhanden sein kann.

Die Beobachtbarkeit kann auch an den vorliegenden Eigenformen abgelesen werden. Je größer die Auslenkung der Eigenform, desto besser ist die Beobachtbarkeit. Dies bedeutet, dass die beste Beobachtbarkeit vorliegt, wo die Eigenform den Maximalwert erreicht. Da als Vergleichsgröße der Wirkung der Dämpfungselemente die Auslenkungen herangezogen werden, darf die axiale Positionierung der WSEn nicht verändert werden.

Es kann aber für die 1. und 2. Gleichlaufeigenform festgestellt werden, dass in WSE1 die größten Ausschläge der Eigenformen gemessen werden können und an dieser Stelle die beste Beobachtbarkeit aller vorhandenen WSEn vorliegt.

4.1.3 Modellabgleich

Aufgrund von Ungenauigkeiten bei der Modellierung des Prüfstandes und seines rotordynamischen Verhaltens ist es möglich, dass die Amplituden und Resonanzstellen der Simulation nicht mit dem experimentell gemessenen Übertragungsverhalten übereinstimmen.

Durch Parametervariationen der Lagerschalenmasse von LE2 und 3 und der Steifigkeit des aktiven Lagerrahmens konnte eine höhere Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung erreicht werden. Eine Anpassung der Lagerschalenmasse ist legitim, da bei der Modellierung die Lagerrahmenmasse nicht berücksichtigt wurde. Auch eine Anpassung der Steifigkeiten darf aufgrund der bei Modellierung getroffenen Zwangsbedingungen stattfinden. Die in Abbildung 39 und Abbildung 40 dargestellte Übereinstimmung wurde abschließend durch die zusätzliche Parameteranpassung der piezoelektrischen Ladungskonstante d_{33} erreicht.

Gründe für die notwendige Anpassung der piezoelektrischen Ladungskonstante können in der ungenauen Modellierung des Moduls der ALA begründet liegen. Werden die den Piezostapelaktor umgebenden Steifigkeiten zu hoch abgeschätzt, kann es zu einer Überschätzung der Koppelwirkung und damit zu einer erhöhten Leistungsfähigkeit der Aktorik kommen. Auswirkung ist, dass die simulierten Spannungsamplituden zu gering ausfallen und nicht mit den real gemessenen übereinstimmen. Die größte Übereinstimmung für die gestellten Spannungen wird mit einem $d_{33,model} = 0,5d_{33,KS}$ erreicht.

Aus der Simulation lässt sich die Übertragungsfunktion der offenen Regelstrecke G , wie in Gleichung 4.9 dargestellt, aus 4.7 und 4.8 bestimmen:

$$G(\Omega) = C_z Q_R (I_i \Omega - A_B)^{-1} Q_L^T B_z + D_z \quad 4.9$$

Um die Qualität der Simulation aufzuzeigen, sind Übertragungsfunktionen am Prüfstand aufgenommen worden. Dabei wurde an Aktorstelle 3 mit einem Gleitsinus von 10–500 Hz bei Drehzahl $\Omega = 0$ erregt und die Antwort an WSE1 mit dem vertikalen Wirbelstromsensor gemessen. Da der Rotor sich nicht dreht, ist auch kein gyroskopischer Einfluss auf die Eigenfrequenzen zu beobachten. Die simulierte Übertragungsfunktion wird mit der $H_4(\Omega)$ Schätzung aus Leistungsdichten der gemessenen Schwingungsmessdaten nach Markert in [13] vergli-

chen. Mit diesem Verfahren ist es möglich eine frequenzabhängige Gewichtung von $H_1(\Omega)$ und $H_2(\Omega)$ vorzunehmen, sodass der Eingangs- und Ausgangsfehler der Signale minimiert wird.

$$H_4(\Omega) = [1 - \kappa(\Omega)]H_1(\Omega) + \kappa(\Omega)H_2(\Omega) \quad 4.10$$

Mit

$$H_1(\Omega) = \frac{S_{\tilde{p}\tilde{x}}}{S_{\tilde{p}\tilde{p}}} \quad 4.11$$

$$H_2(\Omega) = \frac{S_{\tilde{x}\tilde{x}}}{S_{\tilde{x}\tilde{p}}} \quad 4.12$$

$$\kappa = \frac{\frac{1}{2} [H_1(\Omega) + H_2(\Omega)]}{\max_{\Omega} \left\{ \frac{1}{2} [H_1(\Omega) + H_2(\Omega)] \right\}} \quad 4.13$$

Wobei $S_{\tilde{x}\tilde{x},\tilde{p}\tilde{p}}$ dem Autoleistungsdichtespektrum des Ein- bzw. des Ausgangssignals, $S_{\tilde{x}\tilde{p},\tilde{p}\tilde{x}}$ dem Kreuzleistungsdichtespektrum und κ der frequenzabhängigen Gewichtung von $H_1(\Omega)$ und $H_2(\Omega)$ entsprechen.

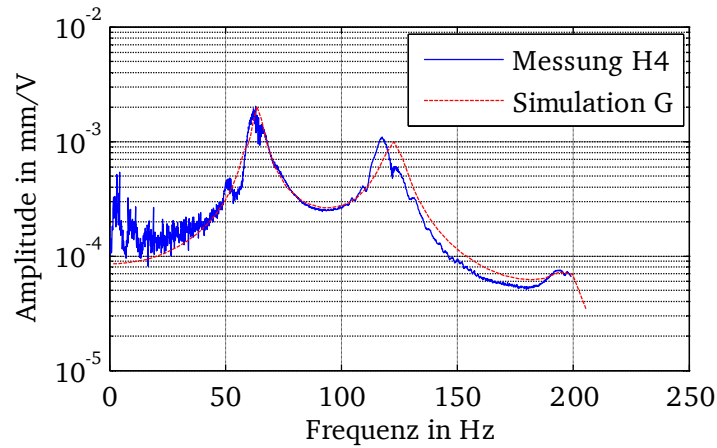


Abbildung 39: Amplitude, Vergleich Simulation - Messung

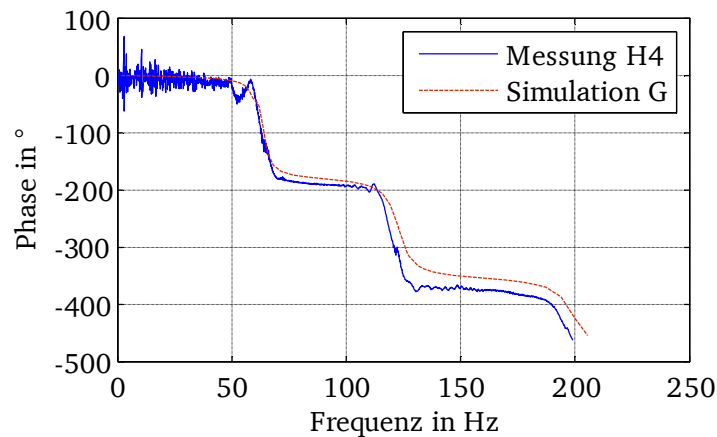


Abbildung 40: Phase, Vergleich Simulation - Messung

Die Resonanzfrequenzen des offenen aktiven Systems werden nach den beschriebenen Korrekturmaßnahmen mit einer maximalen Abweichung von 4% in der 2. Eigenfrequenz abgebildet.

Ein Maß, inwieweit der Messung vertraut werden darf, stellt die Kohärenz zwischen Ein- und Ausgangssignal dar. Bei Werten nahe 1 liegt eine nahezu direkte Korrelation zwischen Ein- und Ausgang vor. Fallen die Werte in Richtung 0 ab, kann der Messung kein Vertrauen geschenkt werden. In Abbildung 41 wird die Kohärenz zwischen Ein- und Ausgangssignal der Frequenzgangschätzung aus Abbildung 39 dargestellt. Leicht zu erkennen ist, dass Werten größer 0,8, dies entspricht ca. 10 Hz, Vertrauen geschenkt werden darf. Unterhalb dieser Frequenz sinkt die Kohärenz so weit ab, dass eine Aussage über die Gültigkeit der Frequenzgangschätzung nicht mehr möglich ist.

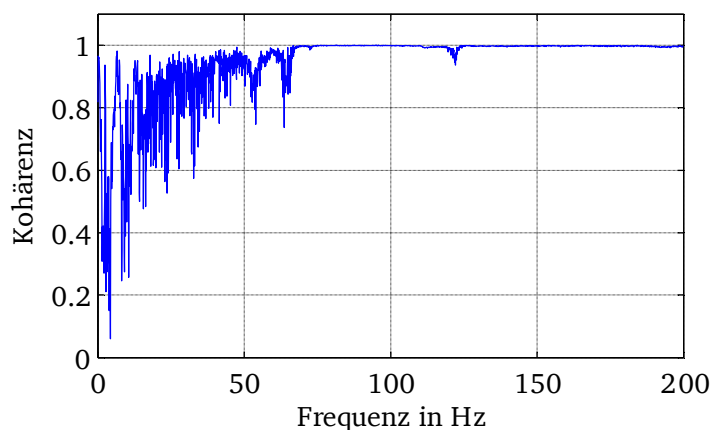


Abbildung 41: Kohärenz der gemessenen Übertragungsfunktion

4.2 Regelungsprinzipien

In diesem Kapitel werden die in dieser Arbeit verwendeten Regelprinzipien erläutert. Bevor sich mit den Reglern auseinandergesetzt werden kann, ist es notwendig Gütekriterien zu definieren, die die Regler in der Simulation erfüllen müssen. Dabei orientieren sich die Güteanforderungen am Dämpfungsmaß der QÖD. Abschließend werden die erzielten Simulationsergebnisse der verwendeten Regeltypen einander gegenübergestellt.

4.2.1 Regleranforderungen

Ein Regelgesetz muss auf die Regelaufgabe und damit auf im Vorhinein definierte Anforderungen abgestimmt werden. Im Allgemeinen werden an einen Regler vier Anforderung gestellt [51]:

i. Stabilitätsanforderung:

Beim Reglerentwurf ist daher darauf zu achten, dass der geschlossene Regelkreis durch den Einfluss der Regelsignalrückführung und des Regelgesetzes nicht destabilisiert wird. Innerhalb der Simulation kann die Stabilität des geschlossenen Regelkreises mittels verschiedener Verfahren geprüft werden (Hurwitz, Nyquist etc.). Es wird dabei von einer SISO-Strecke (Single Input Single Output) ausgegangen.

ii. Forderung nach Störkompensation

Bei dem vorliegenden elastischen Rotor soll die Schwingungsantwort aufgrund von Unwuchten reduziert werden. Eine Störgrößenregelung soll dazu dienen, den Einfluss der Störgröße zu minimieren.

QÖD, die dem Stand der Technik entsprechen, leisten zur Reduktion von Rotor-schwingungen schon seit mehr als 40 Jahren gute Dienste. Daher sind die Anforderungen an eine Regelung entsprechend hoch und eine quantitative Güteanforderung kann formuliert werden, die von einer ALA mindestens geleistet werden muss.

In Abbildung 42 werden zwei Messläufe dargestellt, bei denen jeweils eine auf den Rotor aufgebrachte Unwucht eine entsprechende Auslenkung in WSE1 erzeugt. Die in den Resonanzstellen auftretende Reduktion von 0,2 und 0,77 mm für die 1. und 2. Resonanz entsprechen den Referenzmarken für die ALA. Ziel ist es eine größere Amplitudenreduktion mit der ALA erzeugen zu können, als das mit QÖD möglich ist. Der Referenzlauf des QÖD mit 4644 gmm wurde aus Sicherheitsgründen nur im oberen Drehzahlbereich gefahren, daher wird ein Mess-

lauf mit einer kleineren Unwucht für den unteren Drehzahlbereich mit 2137gmm gewählt.

Die in Abbildung 42 gezeigten Auslenkungsamplituden stellen sich aufgrund einer von dem Balancersystem generierten Unwucht an. In der Simulation wird um die Vergleichbarkeit gewährleisten zu können an derselben axialen Position ebenso eine Unwucht aufgebracht. Zur Validation des Simulationsmodells an das experimentell ermittelte Verhalten des Rotors werden die Amplitudenverläufe bei sehr kleinen Dämpfungsgraden durch Variation der Unwucht einander angeglichen, sodass sich die Auslenkungsverläufe des offenen Regelkreises (Off. RS) einstellen.

Die Güteanforderung entspricht der Reduktion in den Resonanzstellen. Die Amplitude innerhalb der Resonanzstellen bei WSE1 stellt eine sicherheitskritische Größe dar, weshalb ihr diese Bedeutung zukommt.

Eine Aussage über die Reglerperformance kann nur unter der Voraussetzung erfolgen, dass das experimentell ermittelte Schwingungssignal vom Einfluss des überlagerten Restunwuchtverhaltens befreit wird. Das verwendete Korrekturverfahren wird in Kapitel 5.3.3 beschrieben.

Als Güteanforderung wird die Auslenkung in den Resonanzen in Abbildung 42 bei 3700 1/min für den vertikal angeordneten Wirbelstromsensor (WSver) und bei 7500 1/min für den vertikal angeordneten Wirbelstromsensor (WSver) definiert:

Ziel der Güteanforderung ii. ist eine Reduktion der radialen Biegeschwingungen in der 1. Resonanzstelle in WSE1 auf eine Schwingungsamplitude von $q_{hor} \leq 0,13 \text{ mm}$ und in der 2. Resonanzstelle eine Reduzierung der Schwingungsamplitude auf $q_{hor} \leq 0,77 \text{ mm}$.

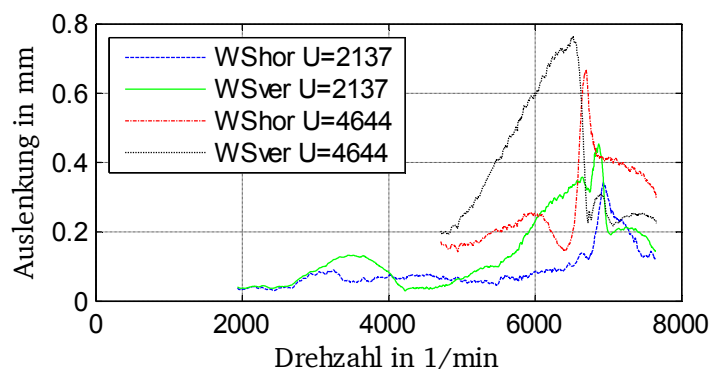


Abbildung 42: Güteanforderung ii, Amplitudenverlauf QÖD, U=2137 und 4644 gmm

Bei Realisierung der ii. Güteanforderung ist zu beachten, dass die Stellkapazität der Aktorik begrenzt ist. Dies muss bei der Güteanforderung daher berücksichtigt werden.

Die maximale Stellfähigkeit für die Aktoren liegt bei 500V Spannungsamplitude und 2,1A für die maximale Stromamplitude für die 1. Resonanzstelle.

In der 2. Resonanzstelle reduziert sich die maximale Spannungsamplitude auf 375V, da bei der Leistungselektronik in dieser Drehzahlstützstelle die maximale Stromstärke von 2,1A erreicht ist.

iii. Dynamikanforderungen

Die Dynamikanforderung kann bei einer Störgrößenregelung als Bandbreite definiert werden, in der die Güteanforderung ii. erfüllt sein soll. Die Erfüllung dieser Anforderung würde einen wesentlichen Vorteil gegenüber den QÖDn darstellen. In der 2. Resonanzstelle arbeitet der QÖD ineffektiv und die Reduzierung der radialen Biegeschwingungen ist vermindert. Fordert jedoch ein Anwendungsfall die Abdeckung eines breiten Drehzahlbereichs, wie es beim vorliegenden Rotor der Fall ist, formuliert sich hieraus die folgende Güteanforderung:

Eine Reduktion der Schwingungen ist über den gesamten Betriebsbereich hinweg, vorrangig aber in den Resonanzstellen zu gewährleisten.

iv. Robustheitsanforderungen

Modelle enthalten Unsicherheiten. Innerhalb einer simulativen Reglerauslegung sollte daher nachgewiesen werden, wie sich der Regler bei Modellabweichungen verhält und ob ein stabiles Verhalten gewährleistet werden kann. Hierfür werden Unsicherheiten definiert. Da beim Modellabgleich erkannt wurde, dass eine Unsicherheit bezüglich der Eigenfrequenz vorliegt, wird die Regelung auf Basis des Modells mit einer Eigenfrequenzunsicherheit von 3% auf Robustheit der Stabilität untersucht.

4.2.2 Auswahl der Regelgesetze

Innerhalb dieses Kapitels soll ein Regelgesetz, welches die Güteanforderungen erfüllt, mit simulativer Unterstützung ausgewählt werden. Hierfür steht eine Vielzahl von möglichen Reglern zur Verfügung. Zu den häufigsten Reglertypen zählen modellbasierte und nicht modellbasierte, parametrische Regler.

Ein Vorteil von nicht modellbasierten, parametrischen Reglern ist, dass kein aufwendiges Modell benötigt wird. Der Aufwand, den Prozess zu modellieren,

kann daher entfallen. Wie in den späteren Kapiteln gezeigt wird, besitzen sie geringe Ordnungen und sind in ihrem Übertragungsverhalten und Komplexitätsgrad einfach gehalten. Dies bringt Vorteile bei der Implementierung unter Echtzeitbedingungen mit sich. Bestimmte nicht modellbasierte Regler garantieren ein stabiles Verhalten der geschlossenen Regelstrecke, nämlich dann, wenn Kollokation von Sensor und Aktor vorliegt und die Aktorik genügend dynamisch ist [6]. Sind die optimalen Parameter für die Anwendung gefunden, ist eine einfache Umsetzung des Regelgesetzes in einer analogen elektrischen Schaltung realisierbar. Zu den Nachteilen von nicht modellbasierten Reglern gehört die Bestimmung und Findung der Regelparameter. Zwar gibt es empirische Reglereinstellregeln wie beispielsweise von Ziegler und Nichols [51], aber dennoch beruht das Finden der Parameter stark auf den Erfahrungen des Auslegers und nicht auf der Basis mathematischer Analysen.

Durch das Vorhandensein eines Modells kann eine andere Lösungsmöglichkeit, wie in [69] beschrieben, verfolgt werden. Dabei handelt es sich um ein iteratives Verfahren, bei dem es möglich ist, für einschleifige Regelkreise und nicht modellbasierte Regler die optimalen Regelparameter zu finden.

Für nichtmodellbasierte Reglertypen gilt weiterhin, dass die Minimierung der Schwingungen nur an der Stelle sicher möglich ist, an der auch die Schwingungen gemessen werden, sodass es bei komplexen Strukturen durchaus vorkommen kann, dass an der einen Stelle die Schwingungen reduziert, an einer anderen unbemerkt angefacht werden. Oft reicht die mit nicht modellbasierten Reglern erzielte Performance nicht aus, sodass zu den modellbasierten Reglern übergegangen werden muss [50].

Bei den modellbasierten Reglern ermöglichen verschiedene Verfahren neben einer guten Performance auch die Stellbegrenzung der Aktoren als Gütekriterium zu definieren und den Regler entsprechend so auszulegen, dass eine optimale Erfüllung der Gütekriterien bei gleichzeitiger Berücksichtigung der Stellbegrenzung gewährleistet ist. Zudem ist es über einen Beobachter möglich, auch nicht gemessene Systemzustände zu minimieren. Im Gegensatz zu den einfachen, nicht modellbasierten Reglern muss jedoch mit einem erhöhten Aufwand bei der Reglerauslegung gerechnet werden. Oft besitzen die modellbasierten Regelgesetze zudem eine hohe Ordnung, die eine Implementierung unter Echtzeitbedingungen erschwert.

Je größer die berücksichtigten Unsicherheiten des Modells sind, desto mehr reduziert sich die Performance der Regelung und damit die Fähigkeit, die Güteanforderungen zu erfüllen [50].

Die Auswahl des Reglerprinzips zur Reduktion der Rotorschwingungen fiel aus folgenden Gründen auf die nicht modellbasierten Regler:

Zum einen ist mit den Signalen der Wirbelstromsensoren die Regelgröße direkt bekannt, die minimiert werden soll. Es wird nicht erwartet, dass die Minderung der Schwingungen bei WSE1 zu einer Erhöhung der Schwingungen an anderer Stelle des Rotors führt. Zum anderen bietet die Einfachheit der Regelgesetze, sofern die Gütekriterien eingehalten werden, große Vorteile bei der Implementierung der Regelgesetze in die Echtzeitumgebung des Prüfstandes. Da ein Modell der Strecke vorhanden ist, ist es möglich, die Regelparameter automatisiert zu ermitteln. Es wird auf das in [69] vorgestellte Verfahren zurückgegriffen.

Vorrangiges Ziel ist die Erfüllung der in Kapitel 4.2.1 aufgeführten Anforderungen.

Der einfachste vorstellbare Regelkreis ist eine SISO-Strecke. Damit ein Regler für eine SISO-Regelstrecke ausgelegt werden kann, werden folgende Vereinfachungen getroffen:

Koppelungen innerhalb des aktiven Doppellagers werden vernachlässigt. Dies ist möglich, wenn die vorhandenen Koppelungen so schwach sind, dass sie die Regelstrecke nicht destabilisieren und nicht als Störungen aufgefasst werden können [52].

Da zwischen den beiden aktiven LEn im Betrieb starke Koppelungen beobachtet wurden, die aus der direkten Verbindung der LEn durch das Lagergehäuse herrühren, wird nur eine der beiden LEn aktiv im geschlossenen Regelkreis betrieben. Aufgrund der geringen Steuerbarkeit und damit einem geringen Einfluss auf das Schwingungsverhalten von LE3 wird LE2 aktiv betrieben.

Zu den in dieser Arbeit vorgestellten, nicht modellbasierten Regeltypen gehören der IFF-Regler, der PDT₁-Regler und der DT₁-Regler. Bei einer Verwendung von Piezostapelaktoren verspricht der IFF-Regler, gute Ergebnisse bei der Schwingungsreduzierung erzielen zu können. Auch PDT₁-Regler und DT₁-Regler haben ihr hohes Potential vielfach unter Beweis gestellt.

Die Wirksamkeit der Regelprinzipien soll in Simulationen miteinander verglichen werden. Ziel ist eine Empfehlung, mit welchen Regelparameter die experimentelle Erprobung am Prüfstand durchgeführt werden soll.

In den folgenden Diagrammen werden die Auslenkungen des horizontalen Wirbelstromsensors repräsentativ für die Auslenkungen in WSE1 dargestellt. Die Aktoren an Aktorstelle 3 und 4 entsprechen den Piezostapelaktoren der aktiven LE2.

4.2.3 Integral-Force-Feedback-Regler

Konstruktiv war, basierend auf den beengten Platzverhältnissen eine kollokierte Anordnung der Kraftmessdose nicht möglich. Die Kraftmessdose ist geometrisch dem Aktor gegenüberliegend montiert und damit mechanisch parallel anstatt, wie es für eine kollokierte Anordnung notwendig ist, in Reihe angeordnet. Die Bedingung für garantierte Stabilität wird also nicht erfüllt. Ein geregelter Betrieb ist dennoch mit der Einschränkung möglich, dass nur kleine Verstärkungsfaktoren gewählt werden, da es sonst zu einem instabilen Verhalten der Regelstrecke kommt.

Die auf diese Weise im Rahmen dieser Arbeit erzielte simulative Amplitudenreduktion des IFF-Reglers mit Kraftmessdose reicht für einen Vergleich mit der von den QÖD erbrachten Amplitudenreduktion nach Güteanforderung ii. nicht aus. Daher wird die Sensorgröße „Kraft“ nicht für die Regelung mit einem IFF-Regler verwendet.

Alternativ kann mit Hilfe eines Wegsignals und der Kenntnis der Aktorsteifigkeit k_A ein virtuelles Kraftsignal erzeugt werden, welches die Bedingungen für Stabilität über einen größeren Verstärkungsbereich hinweg erfüllt. Ein weiterer Punkt, der sich einschränkend auf die Stabilität auswirkt, ist die begrenzte Dynamik der Aktorik, Sensorik und der Datenverarbeitung. Folge ist eine Verletzung der Bedingung der alternierenden Pol- und Nullstellen, wie sie für absolute Stabilität notwendig ist und begrenzt so eine Erhöhung der Regelparameter bis an die mögliche Stellgrenze der Aktoren und damit die Reglerperformance.

Als Regelsignale werden die Sensorsignale der kollokierten WSE3 herangezogen. Durch Berücksichtigung des unterschiedlichen Sensortyps und der Piezostapelaktorcharakteristik wird die Übertragungsfunktion des Reglers C_{IFF} zu dem in Gleichung 4.14 dargestellten Ausdruck verändert.

$$C_{IFF,koll} = \frac{1}{\frac{s + \omega_f}{gk_A} + 1} \quad 4.14$$

In einer Konfiguration mit der aktiven LE2 kann, wie in Abbildung 43 dargestellt, eine Reduzierung der Amplituden von 73% in der 1. Resonanz und von 37% in der 2. Resonanz im Vergleich zu einem System mit offenem Regelkreis (Off.RK) ohne äußere Dämpfung erzielt werden.

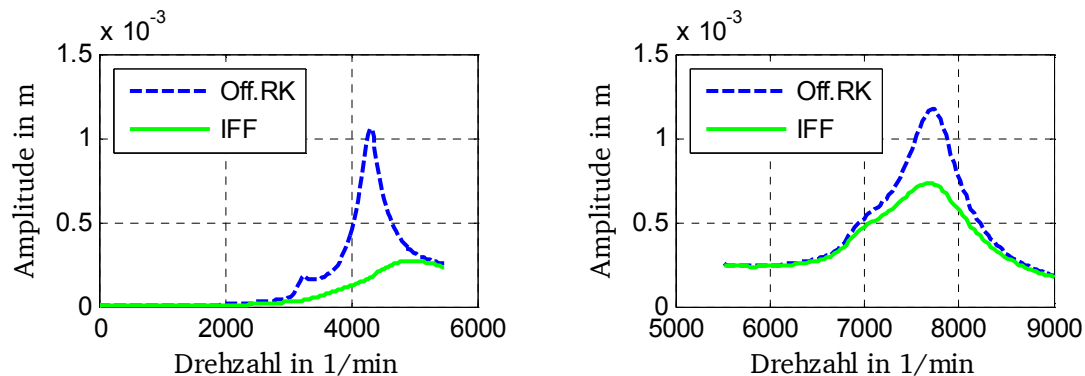


Abbildung 43: Auslenkung IFF-Regler, kollokierte Anordnung

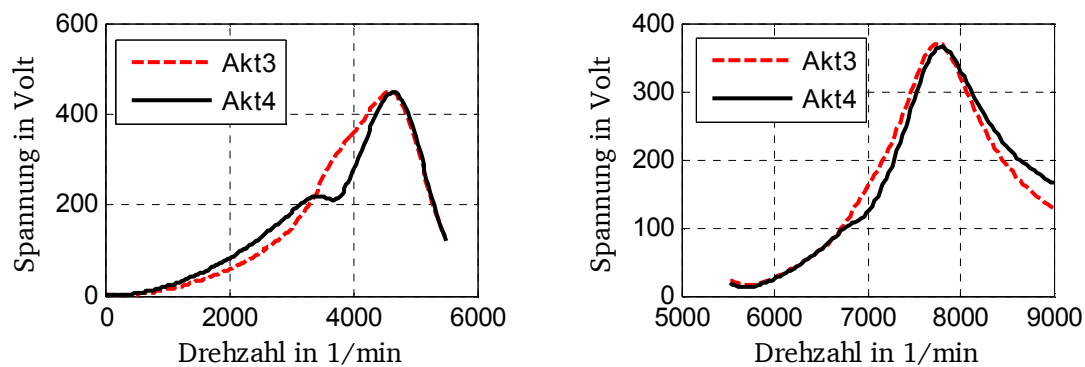


Abbildung 44: Spannung IFF-Regler, kollokierte Anordnung

Wie sich in Abbildung 44 zeigt, liegen die maximal auftretenden Spannungen der Aktoren bei 450V für den 1. Drehzahlbereich bis 5500 1/min und bei 375V im 2. Drehzahlbereich. Im 2. Drehzahlbereich von 5500-8000 1/min ist mit den angeforderten Amplituden von 375V die maximale Stellfähigkeit der Aktorik erreicht.

4.2.4 DT₁-Regler

Die Geschwindigkeitsregelung gehört zu den klassischen Reglern bei der ALA und wurde auch schon bei der ersten aktiven Schwingungsreduzierung von elastischen Rotoren in [29] verwendet. Die meisten bisher durchgeführten Forschungsvorhaben führten zu Vergleichszwecken dieses Reglerprinzip aus, daher wird es auch hier herangezogen.

Das Regelgesetz gestaltet sich mit der Rückführung der radialen Auslenkung im Frequenzbereich mit einem DT_1 -Glieder, wie in Gleichung 4.15 dargestellt wird. Ein reines D-Glied ist technisch nicht realisierbar, daher wird ein T_1 -Glieder dem Regelgesetz hinzugefügt [51]. Mit großen Werten für die Zeitkonstante $T_{T,D}$ lässt sich der Einfluss des T_1 -Glieds verringern, mit kleinen Werten wirkt das T_1 -Glieder begrenzend und verhindert eine weitere Verstärkung hochfrequenter Störungen ab der Eckfrequenz $2\pi/T_{T,D}$.

$$C_{DVF} = \frac{k_{D,D}S}{T_{T,D}S + 1} \quad 4.15$$

Die Rückführung von kollozierten Sensorsignalen der WSE3 erbrachte in der Simulation keine zufriedenstellenden Ergebnisse. Mit kleinen Werten für den Verstärkungsfaktor kann das System stabil betrieben werden, erst bei Vergrößerung des Verstärkungsfaktors wird das Systemverhalten instabil.

Bessere Ergebnisse konnten mit der Rückführung der Sensorsignale aus WSE2 erzielt werden. Sie sind in Abbildung 45 dargestellt. Auch hier zeigte sich ein ähnliches Verhalten, wie bei der kollozierten Rückführung. Ab einer bestimmten Größe des Verstärkungsfaktors, wird das Systemverhalten instabil. Mit stabilen Verstärkungsfaktoren konnte im Drehzahlbereich von 0-5500 1/min eine maximale Reduktion in der 1. Resonanzstelle von 57% erreicht werden. Im 2. Drehzahlbereich konnte mit neu ermittelten Regelparametern aufgrund des Eigenformeinflusses eine maximale Reduktion von 29% erreicht werden. In diesem Drehzahlbereich ist nicht das instabile Verhalten, sondern das Erreichen der maximalen Leistungsfähigkeit der Aktoren der begrenzende Faktor. Es liegt mit maximal 375V aufgrund der Kapazitätvergrößerung niedriger als im unteren Drehzahlbereich. In das Korrekturglied $T_{T,D}$ wird aufgrund der Störungsanfälligkeit des D-Anteils auf Rauschen die Grenzperiode so niedrig wie möglich auf 1/160 s für den 1. Drehzahlbereich und auf 1/320 s für den 2. Drehzahlbereich festgelegt.

Verwendet man das Wirbelstromsensorsignal von WSE1, lassen sich für den unteren Drehzahlbereich bessere Ergebnisse erzielen, wie in Abbildung 45 zu erkennen ist. An dieser Stelle ist eine Reduzierung von bis zu 65% in der Simulation möglich. Interessanterweise stellt sich im Drehzahlbereich 2 eine quantitativ ähnliche Charakteristik, wie mit WSE2 ein, sodass die dargestellte Kurve für bei-

de WSEn repräsentativ ist. Dies betrifft sowohl die erzeugbaren Amplitudenreduzierung als auch die Aktorspannungen in Abbildung 46. Die Bestimmung der Zeitkonstante $T_{T,D}$ des Korrekturgliedes wurde von WSE1 übernommen.

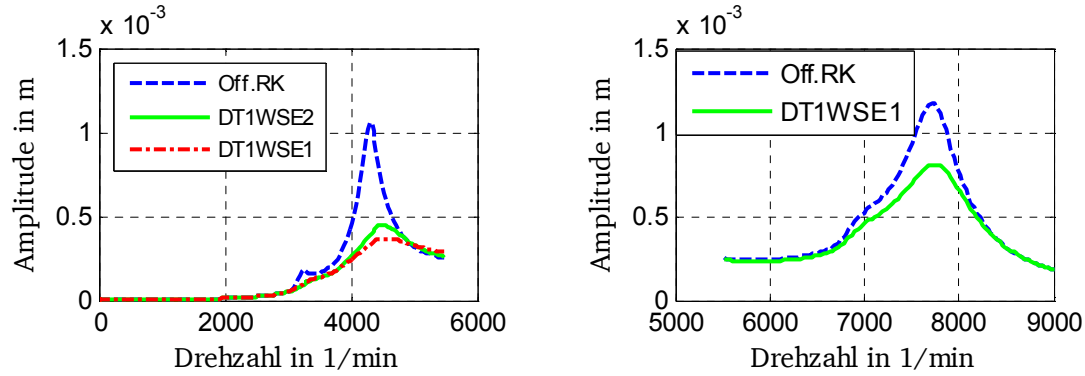


Abbildung 45: Auslenkungsverlauf mit einem DT₁-Regler

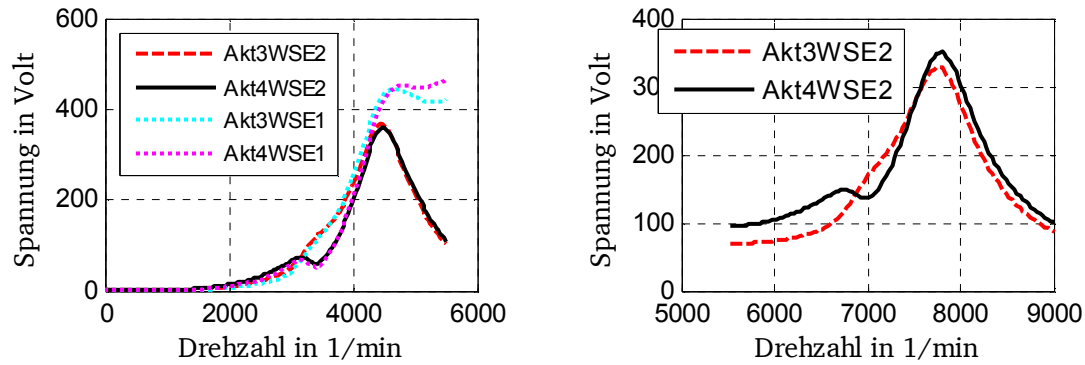


Abbildung 46: Spannungsverlauf mit einem DT₁-Regler

4.2.5 PDT₁-Regler

Der PDT₁-Regler gilt als der Standardregler in Industrie und Forschung. Als Übertragungsfunktion des PDT₁-Reglers wird der Ausdruck aus Gleichung 4.16 verwendet. Ein integrierender Anteil wird beim vorliegenden System nicht benötigt, da keine bleibende Regelabweichung eliminiert werden muss und keine sprunghaften Störungen auftreten [51]. Die Tiefpasseckzeitkonstante $T_{T,PD}$ wird auf 1/160 s für den niedrigen und 1/320 s für den hohen Drehzahlbereich festgelegt, um die Verstärkung hoher Rauschanteile zu dämpfen.

$$C_{PD} = \frac{k_{P,PD} \left(1 + \frac{k_{D,PD}}{k_{P,PD}} s\right)}{T_{T,PD} s + 1} \quad 4.16$$

In den Simulationen werden wie beim DT_1 -Regler die maximalen Reduktionen dargestellt, die mit den unterschiedlichen WSEn möglich sind. Da für die verschiedenen Resonanzen eine eigene Abstimmung der Regelparameter getroffen werden muss, wird der Drehzahlbereich in zwei Teile von 0-5500 und 5500-9000 1/min geteilt.

Geregelt wird das Wegsignal der Wirbelstromsensoren. Zwar lassen sich im Vergleich zu den bisher simulierten Reglertypen mit einer Rückführung des Wirbelstromsignals der WSE3 (kolloziert) gute Ergebnisse im Drehzahlbereich 1 erzielen, jedoch zeigt sich, dass mit WSE1 und WSE2 höhere Reduktionen erreichbar sind. Die Reduktionsfähigkeit bei Rückführung der Sensorsignale von WSE1 und 2 liegen in etwa auf gleichem Niveau. Unterschiedlich ist der jeweilige Kurvenverlauf. Bei Rückführung von WSE1 ist eine starke Erniedrigung der Resonanzstelle zu erkennen, wobei die Resonanzstelle in Abbildung 47 noch erkennbar ist. Eine Rückführung von WSE2 verhält sich in diesem Punkt anders. Eine Resonanzstelle ist nicht mehr erkennbar, sondern die Auslenkungen steigen gleichmäßig nahezu linear an. Für WSE3 kann eine maximale Reduktion von 67% erreicht werden (0,34mm). Für WSE1 liegt die maximale Reduktion bei 85% auf die Resonanzstellen bezogen (0,18mm). Bei der Drehzahl von 4100 1/min liegt die mögliche Reduktion von WSE1 und 2 auf dem gleichen Niveau. Unterhalb von 4100 1/min lassen sich jedoch mit der Rückführung der Sensorsignale von WSE2 höhere Reduktionen erzielen. Wird für WSE2 die Reduktion in den Resonanzstellen verglichen, wird eine Reduktion von 94% auf 0,05 mm Schwingungsamplitude erreicht.

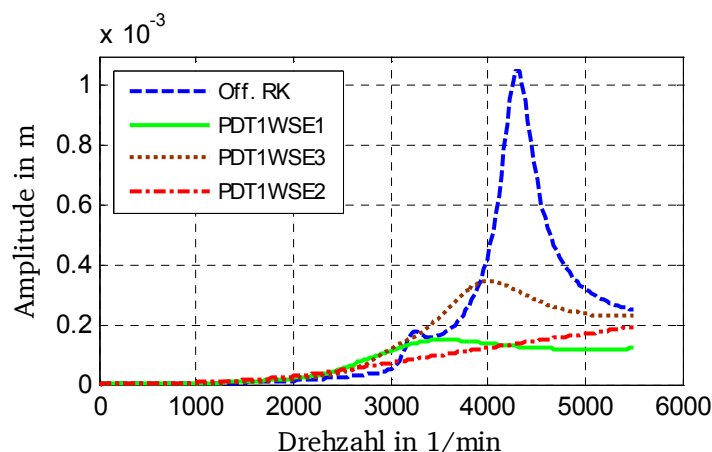


Abbildung 47: Vgl. Auslenkungen PDT₁-Regler Drehzahlbereich 1

Die Spannungen, die zur Amplitudenreduktion bei der Rückführung benötigt werden, liegen auf gleichem Niveau, zwischen 400 bis 450V, wie in Abbildung 48 dargestellt. Lediglich bei Sensorsignalen von WSE1 sinkt der Amplitudenpe-

gel nicht mehr, sondern bleibt bei 400V mit steigender Tendenz. Die starke Dämpfungswirkung des PDT_1 -Reglers wird unter anderem auch auf die Verwendung eines negativen P-Anteils zurückgeführt. Mit ihm wird die Systemsteifigkeit verringert bei gleichbleibender Systemdämpfung und Systemmasse, was nach Gleichung 5.5 zu höheren Dämpfungsgraden führt und einen sehr effektiven Regelalgorithmus erzeugt. Der Spannungsverlauf für Aktor 3 besitzt einen vergleichbaren Amplitudenverlauf und wird nicht gesondert dargestellt.

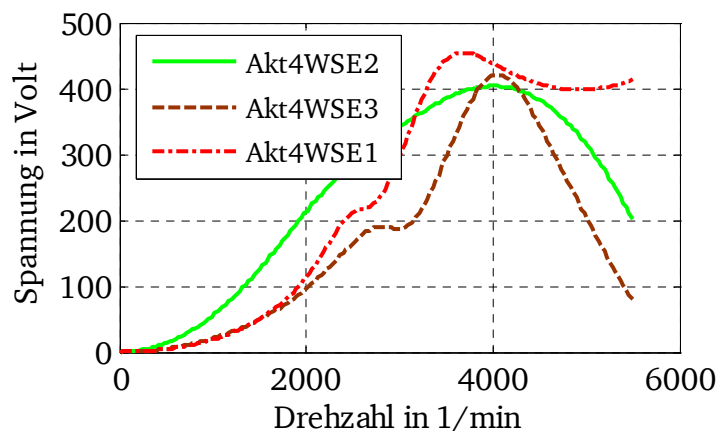


Abbildung 48: Vgl. Spannungen PDT_1 Drehzahlbereich 1

Die Regelparameter für den 2. Bereich werden aufgrund der nicht Kollokation von Aktor und Sensor neu ausgelegt, sodass eine Anpassung an den jeweiligen Drehzahlbereich mit optimierten Reduktionen möglich wird.

Im Drehzahlbereich 2 ist das maximale Dämpfungsmaß der Schwingungsamplituden nicht auf dem Niveau, wie es beim 1. Drehzahlbereich erreicht wurde. Beispielhaft werden die höchst mögliche Amplitudenreduktion und die dabei benötigten elektrischen Spannungen für die Rückführung der Sensorsignale von WSE2 in Abbildung 49 und Abbildung 50 dargestellt.

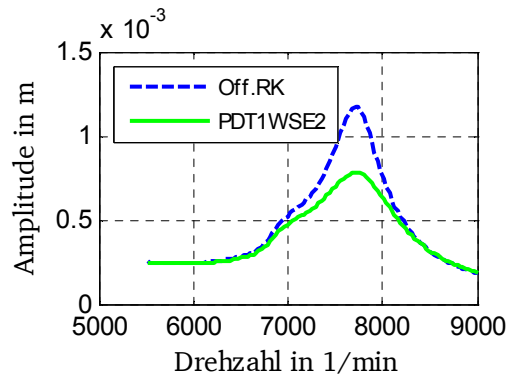


Abbildung 49: Auslenkungen PDT₁-Regler
Drehzahlbereich 2

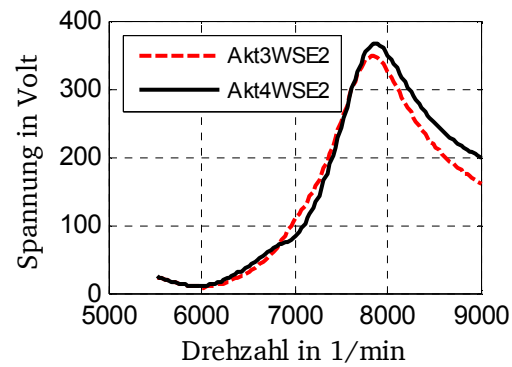


Abbildung 50: Spannungen PDT₁
Drehzahlbereich 2

Für die Rückführung von WSE1 und 3 verhält sich das System nicht nennenswert unterschiedlich, weder qualitativ noch quantitativ. Für die 2. Resonanz sind Reduktionen von 33 % Prozent auf eine Schwingungsamplitude von 0,76 mm bei einer maximalen Aktorauslastung von 375 V möglich.

4.3 Ergebnisse der Simulationen

Die Ergebnisse der Simulationen werden in diesem Kapitel in Bezug zu den Regleranforderungen gesetzt. Dadurch wird sichtbar, ob eine Durchführung von Testläufen mit dem jeweiligen Reglerprinzip zielführend ist.

4.3.1 Drehzahlbereich 1

Die Ergebnisse der Simulationen mit den einfachen Reglertypen zeigen, dass eine hohe Reduktionsfähigkeit im Drehzahlbereich 1 mit den vorgestellten Reglern möglich ist. Es gibt jedoch auch klare Unterschiede zwischen den Regeltypen. Der IFF-Regler konnte im Gegensatz zum PDT₁-Regler und dem DT₁-Regler nicht überzeugen, da er die Gütekriterien ii. und damit auch iii. nicht erfüllt. Dies könnte zum einen an der Lagerungsart liegen. In der Literatur wird mit diesem Regelungstyp eine gute Reglerperformance im Zusammenhang mit 2-fach gelagerten Rotoren erreicht. Zum anderen wirkt der verminderte stabile Bereich des Reglers einer hohen Reglerperformance entgegen. Dies wird nach [6] auf die geringe Aktordynamik und damit auf die Verletzung der Kollokationsbedingung zurückgeführt.

In der Einleitung wurde der DT₁-Regler als Standardregler bei aktiven, rotierenden und elastischen Systemen bezeichnet. Mit ihm sind zwar größere Redukzio-

nen als mit einem IFF-Regler möglich, jedoch können die Gütekriterien ii. und iii. auch mit ihm nicht erfüllt werden.

Für den unteren Drehzahlbereich konnten für alle WSEn mit dem PDT₁-Regler stabile Regelparameter gefunden werden, somit ist für alle drei rückgeführten Signale das Gütekriterium i. erfüllt. Die Erfüllung des ii. Gütekriteriums mit einer Schwingungsamplitude von 0,05 mm wird nur bei der Rückführung der Sensorsignale der 2. WSE und dem PDT₁-Regler bei Einhaltung der Stellbegrenzung erfüllt. Die verwendeten Regelparameter zeigen bezüglich der Unsicherheit einer Variation der Eigenfrequenzen ein stabiles Verhalten, was der Forderung des iv. Gütekriteriums entspricht.

Aufgrund der hohen Dämpfungsleistung ist eine Umsetzung des PDT₁-Reglers die erfolgversprechendste Variante, um die Regleranforderungen auch in der experimentellen Umsetzung innerhalb des 1. Drehzahlbereichs erfüllen zu können. Dabei sind besonders die Rückführungen der WSE1 und 2 hervorzuheben, mit denen die größten Reduktionen erzeugt werden konnten.

4.3.2 Drehzahlbereich 2

Es konnte für alle ausgewählten Reglertypen eine Parametereinstellung gefunden werden, mit der sich die Schwingungsamplituden stabil reduzieren lassen, sodass das Gütekriterium i. für den 2. Drehzahlbereich erfüllt ist.

Die Erfüllung des ii. Gütekriteriums kann sowohl mit dem PDT₁-Regler als auch mit dem DT₁-Regler erreicht werden. Jedoch liegen die Amplitudenwerte aus der Simulation auf demselben Niveau, wie die Vorgaben des Gütekriteriums ii.

Ebenso wie im unteren Drehzahlbereich liegt mit dem verwendeten Regelparametersatz ein robuster Regler bezüglich der Unsicherheit einer Variation der Eigenfrequenzen vor, was der Erfüllung des iv. Gütekriteriums entspricht.

4.3.3 Gesamter Drehzahlbereich

Eine definitive Aussage zur Erfüllung des iii. Gütekriterium kann erst durch Berücksichtigung des 2. Drehzahlbereichs erfolgen. Da in beiden Drehzahlbereich eine Reduktion zu beobachten war, ist das iii. Gütekriterium insgesamt nur für den PDT₁-Regler erfüllt.

5 Vergleich der ALA und QÖD

Im ersten Teil dieses Kapitels werden die Ursachen für das unterschiedliche Schwingungsverhalten der beiden Prüfstandkonfigurationen untersucht. Im Anschluss wird das Schwingungsverhalten der ALA anhand von verschiedenen Messläufen mit unterschiedlichen Reglertypen und die Dämpfungsfähigkeit des aktiven Systems im Vergleich zur offenen Regelstrecke beschrieben. Abschließend werden die Auswirkungen der beiden betrachteten Dämpfungselemente gegenübergestellt und bezüglich des konstruktiven Aufwands, vorhandener oder fehlender Sicherheitsaspekte und des Dämpfungsverhaltens final diskutiert.

5.1 Vergleich der Prüfstandkonfigurationen

Hauptziel dieser Arbeit ist es, ein passives und ein aktives Dämpfungselement zur Schwingungsreduktion zu vergleichen. Dafür werden im Folgenden die Kriterien beschrieben, die dem Vergleich zugrunde liegen. Außerdem werden die Einflüsse auf das Schwingungsverhalten, die aus der Erweiterung zur ALA herühren analysiert und bewertet.

Ausgangspunkt der Bewertung sind Schwingungsmessdaten, die mit einem in QÖD liegenden elastischen Rotor infolge einer Unwuchterregung gewonnen wurden und die mit der Höhe der erzielten Schwingungsamplituden als Referenzpunkt für das aktive System mit Piezostapelaktoren gelten.

Zur Bewertung des Übertragungsverhaltens des passiven Systems mit QÖD und des aktiven Systems mit Piezostapelaktoren und Vergleich der beiden Dämpfungselemente werden folgenden Kriterien definiert.

1. Vergleichbare Erregung:

Am Prüfstand findet die Erregung des Rotors primär durch Unwuchten statt. Die Unwuchten können in bekannte und unbekannte Größen unterteilt werden. Damit das Dämpfungsmaß der beiden Dämpfungselemente beurteilt werden kann, wird gefordert, dass die Vergleichsmessläufe mit der gleichen Unwucht durchgeführt werden. Die Größe wie auch die Positionierung der Unwucht muss bei den Vergleichsmessläufen gleich sein. Als Erregung wird eine definierte Unwucht von $U=1364\text{ gmm}$ in Nähe von LE1 an Position 1 (Abbildung 51) am Rotor festgelegt.

Das passive System ist durch die Integration der aktiven Elemente in seinem Schwingungsverhalten verändert worden. Zwar stimmt mit der getroffenen Bedingung die physikalische Unwucht $U = me$ überein, jedoch nicht die modale Unwucht. Diese Aussage ist dann gültig, wenn sich die Eigenform verändert hat. Der mathematische Zusammenhang wird mit der folgenden Gleichung verdeutlicht:

$$e_n = \frac{\boldsymbol{\varphi}_n^T \mathbf{U}}{m_n} \quad 5.1$$

e_n entspricht dabei der modalen Unwucht. Sie verändert sich, falls die Eigenform, die durch den Eigenvektor $\boldsymbol{\varphi}_n^T$, ausgerückt wird, sich verändert. Ebenso sind in Gleichung 5.1 der Unwuchtvektor $\mathbf{U} = [U_1 \dots U_n]^T = [m_1 e_1 \dots m_n e_n]^T$ und die modalen Masse m_n enthalten.

Es wird daher festgelegt, dass, sofern die Eigenformveränderung nicht gravierend ist, dieser Effekt zur Auswirkung gezählt wird, den die Verwendung des aktiven Dämpfungselements mit sich bringt.

Durch die Befestigung der Unwucht an Position 1 wird erwartet, dass die Schwingungsantwort aufgrund der modalen Unwucht beim aktiven Prüfstanddesign höher als die Schwingungsantwort aufgrund der modalen Unwucht im passiven Prüfstanddesign ausfällt. Dies wird mit der Verschiebung der Resonanzbäuche in Richtung LE1 aufgrund der Versteifung an den LE2 und 3 begründet. In Abbildung 51 wird die Verschiebungsrichtung des Eigenformbauchs durch die Pfeilrichtung aufgezeigt. Je größer der Eigenformwert an Position 1 ist, desto größer ist auch die Wirkung der modalen Exzentrizität. Daher handelt es sich bei der aktiv erzielten Amplitudenreduktion um eine konservative Abschätzung der Reduktionsmöglichkeiten der ALA, wenn die Rotorauslenkungen verglichen werden, da bei der ALA höhere Erregungskräfte vorliegen.

Wird die Lagersteifigkeit der Rotorsteifigkeit gegenübergestellt, wird aufgrund der höheren Lagersteifigkeit in beiden Prüfstandskonfigurationen ersichtlich, dass nur eine leichte Eigenformveränderung vorliegen kann. Eine Quantifizierung der Unterschiede ist nicht möglich, da für das Verhalten des Prüfstandes in QÖDn kein geeignetes Modell oder eine Betriebsschwinganalyse zur Verfügung steht.

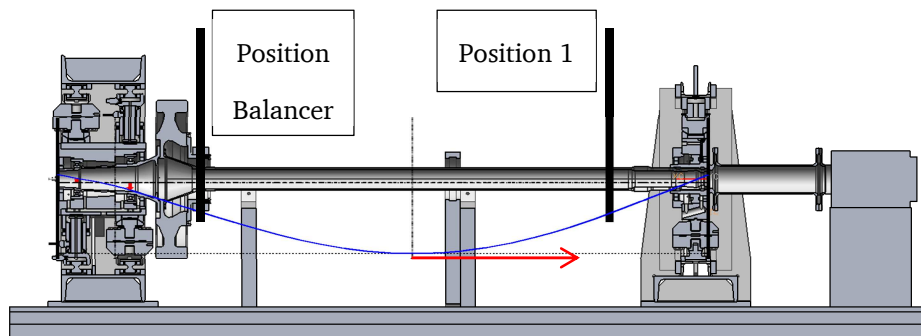


Abbildung 51: Axiale Positionierung der Unwuchten

2. Vergleichbarer Untersuchungsgegenstand:

Da das Schwingungsverhalten des Rotors untersucht wird, ist es für den Vergleich der Wirkung der Dämpfungselemente notwendig, dass sich der Untersuchungsgegenstand nicht verändert hat. Bei Messungen mit QÖD und der ALA wird der gleiche Rotor verwendet.

3. Angriffspunkt der Dämpfungselemente:

Beide Dämpfungselemente greifen an den gleichen axialen Positionen des Rotors zur Unterdrückung der Rotorschwingungen an. Die Aktorangriffspunkte liegen in LE2 und 3. Jedoch wird zum Ausschluss einer Koppelwirkung bei der ALA nur die LE2 aktiv im geschlossenen Regelkreis betrieben. Bei der Quetschöldämpferkonfiguration waren während der Durchführung der Messläufe die QÖD in beiden LE im Eingriff. Die Einflussnahmemöglichkeit auf die vorliegende mechanische Strecke mittels einer aktiven LE ist daher geringer als die mit zwei QÖDn. Deshalb liegt für die ALA eine schlechtere Ausgangsvoraussetzung als für die QÖD vor. Daher handelt es sich bei der aktiv erzielten Amplitudenreduktion um eine konservative Abschätzung der Reduktionsmöglichkeiten der ALA, wenn die Rotorauslenkungen verglichen werden.

4. Positionierung der Sensoren:

Die Messung der Rotorschwingungen wird sowohl im aktiven als auch im passiven Prüfstanddesign an der gleichen axialen Positionen vorgenommen. Falls eine veränderte Eigenform vorliegt, liegen bei der ALA wieder schlechtere Voraussetzungen als bei den QÖDn vor, siehe Abbildung 51.

5.1.1 Theorie der Einflussfaktoren

Nachdem die Kriterien für den Vergleich der Dämpfungselemente definiert wurden, sollen im Anschluss die Einflussparameter auf das Schwingungsverhalten analysiert werden. Anhand der modalen Darstellung der Unwuchtantwort in

Gleichung 5.1 werden die verschiedenen Einflüsse auf das schwingungsfähige System erkennbar. q entspricht dabei der Wellenmittelpunktskoordinate.

$$\mathbf{q}(t) = \sum_{n=1}^N \boldsymbol{\varphi}_n \frac{\eta^2}{\sqrt{((1-\eta^2)^2 + (2D_n\eta)^2)}} e_n e^{i\Omega t} \quad 5.2$$

Mit $\eta = \frac{\Omega}{\omega_n}$ und $\omega_n = \sqrt{\frac{k_n}{m_n}}$

In Gleichung 5.2 werden drei Elemente aufgezeigt, die die Unwuchtantwort der n Schwingungsantworten des betrachteten Frequenzraums beeinflussen.

Dies sind die Eigenvektoren $\boldsymbol{\varphi}_n$, die Vergrößerungsfunktion

$$V = \frac{\eta^2}{\sqrt{((1-\eta^2)^2 + (2D_n\eta)^2)}} \quad 5.3$$

bei Unwuchterregung und die modalen Exzentrizitäten e_n . Mit ihnen ist es möglich das Schwingungsverhalten eines Rotors in Abhängigkeit der Eigenmoden zu beschreiben.

Der Betrag der Vergrößerungsfunktion 5.3 beschreibt den Einfluss des Frequenzverhältnisses η und der Dämpfung in Form des modalen Dämpfungsgrades D_n auf die Schwingungsamplitudenentwicklung der Rotorauslenkung. Durch die Einflussfaktoren wie der modalen Steifigkeit, der modalen Masse oder der modalen Dämpfung kann ein Zusammenhang zu den konstruktiven Veränderungen des Prüfstandes hergestellt werden.

Generell sind Einflüsse auf die Schwingungsamplitude durch das Verhalten der Vergrößerungsfunktion beschreibbar. Im unterkritischen Drehzahlbereich für $\Omega < 0,5\omega_n$, außer $\Omega = 0$, sind die modalen Steifigkeiten k_n des Systems, denen die Erregerkräfte gegenüber stehen, für die Höhe der Schwingungsamplituden verantwortlich. Werden also die Steifigkeiten erhöht, kommt es zu einer Verringerung der Schwingungsamplituden oder im umgekehrten Fall zu einer Erhöhung.

Im Resonanzbereich von $0,5\omega_n < \Omega < \sqrt{2}\omega_n$ hat der modale Dämpfungsgrad D_n den größten Einfluss. Direkt in der Resonanz liegt der Erregerkraft nur noch die

im System vorhandene Dämpfungskraft gegenüber. Die Höhe der Amplitude wird durch den Ausdruck der Vergrößerungsfunktion $V(\eta = 1) = 1/(2iD_n)$ bestimmt. Durch eine Erhöhung der Dämpferkräfte oder des modalen Dämpfungsgrades kann eine Erniedrigung der Auslenkungen in der Resonanzstelle bewirkt werden.

Im überkritischen Drehzahlbereich für $\Omega > \sqrt{2}\omega_n$ werden die Trägheitseigenschaften des Systems wirksam. Je höher die modale Masse wird, desto größer ist die Trägheit und desto schneller werden mit Erhöhung der Erregerfrequenz die Schwingungsamplituden kleiner [54]. Die modalen Massenkräfte und Erregerkräfte heben sich bei sehr hohen Drehzahlen auf. Ist dies der Fall, stellt sich als Schwingungsamplitude die modale Exzentrizität e_n ein (Selbstzentrierungseffekt) [1], [11]. Die Vergrößerungsfunktion geht gegen den Wert 1 bei sehr großen Frequenzen.

Eine Veränderung der modalen Steifigkeit, der modalen Massen oder der modalen Dämpfungskonstanten ist nicht nur für die Veränderung der Amplitudenhöhe $|q(t)|$ verantwortlich, sondern sie definiert auch die Lage der Eigenfrequenzen. Der Einfluss auf die Lage einer betrachteten Eigenfrequenz wird in modaler Schreibweise durch das Verhältnis der modalen Steifigkeit k_m , der modalen Masse m_m und dem modalen Dämpfungsgrad D_n ausgedrückt, wie in der folgenden Gleichung dargestellt ist.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_n}{m_n} (1 - D_n^2)} \quad 5.4$$

Der Einfluss auf die Lage der n -ten Eigenfrequenz kann folgendermaßen beschrieben werden. Wird die modale Steifigkeit erhöht oder die modale Masse verringert, erhöht sich die Lage der Eigenfrequenzen des Systems. Eine Erhöhung der modalen Dämpfungsgrade führt nur zu einer geringfügigen Senkung der Eigenfrequenzen [54].

Im Folgenden werden die genannten Einflüsse aus den Gleichungen 5.1 bis 5.4 auf das rotordynamische Verhalten mit den Umbaumaßnahmen in Zusammenhang gebracht.

5.1.2 Einfluss der Steifigkeitsveränderung

Zu den konstruktiven Maßnahmen, die einen Einfluss auf die Steifigkeit des Systems besitzen, gehören der Ersatz der QÖD an sich und der Austausch der passiven Aufhängungselemente gegen die aktiven Module (Vorspann- und Aktormodul).

Die größte Wirkung auf das rotordynamische Verhalten geht vom Ersatz der QÖD aus. Zu den ersetzten Bauteilen gehören die Innen- und Außenauflflächen der QÖD, zwischen denen sich der Quetschspalt ausbildet. Sie werden durch eine in das Lagergehäuse gepresste Hülse ohne Spalt ersetzt. Der Wegfall des „weichen“ Ölfilms (neben der dämpfenden Wirkung besitzen QÖD dynamische Steifigkeiten [1]) durch eine, relativ gesehen, sehr steife, massive Stahlhülse, bewirkt den gravierendsten Einfluss auf die Schwingungscharakteristik des Rotors. Wie in den folgenden Kapiteln noch gezeigt wird, verschieben sich aufgrund dieses Steifigkeitszuwachses die Resonanzstellen zu höheren Drehzahlen.

Eine Erhöhung der Steifigkeiten bewirkt eine Senkung der Schwingungsamplituden. Jedoch ist auch die Resonanzstelle erhöht, was aufgrund der Drehzahlabhängigkeit eine Erhöhung der Erregerkräfte bewirkt. Die Auswirkung auf die Schwingungsamplitude kann jedoch nur qualitativ beschrieben werden.

Auch die Gyroskopie besitzt einen Einfluss auf die Lage der Eigenfrequenzen. Wie aus dem Campbell-Diagramm in Abbildung 37 ersichtlich wird, werden bei einer drehfrequenten Erregung die Gleichlaufeigenfrequenzen des Systems erhöht. Wird durch die steifere Lagerabstützung das Verkippen der Turbinenersatzscheibe und des Balancersystems vermindert, reduziert sich der gyroskopische Einfluss. Die Konsequenz ist, dass die Frequenzaufspaltung verringert wird und damit Gleichlaufeigenfrequenzen leicht sinken. Da sich dieser Effekt nur indirekt auf die Lage der Eigenfrequenz auswirkt, kann der die Frequenzsenkung aufgrund der veränderten Gyroskopie vernachlässigt werden.

Abschließend wird der Steifigkeitseinfluss des Austauschs der Aufhängungselemente diskutiert. Aufgrund der Bauhöhe der Aktoren und der zusätzlich notwendigen Komponenten zur Integration der aktiven Elemente, wurde ein Austausch der Aufhängungselemente der Quetschöldämpferkonfiguration notwendig, wie sie auch schon im Kapitel 3 in Abbildung 19 beschrieben wurde. Die Position der aktiven Elemente wird in Abbildung 52 durch die dunkel(grüne) Markierung verdeutlicht.

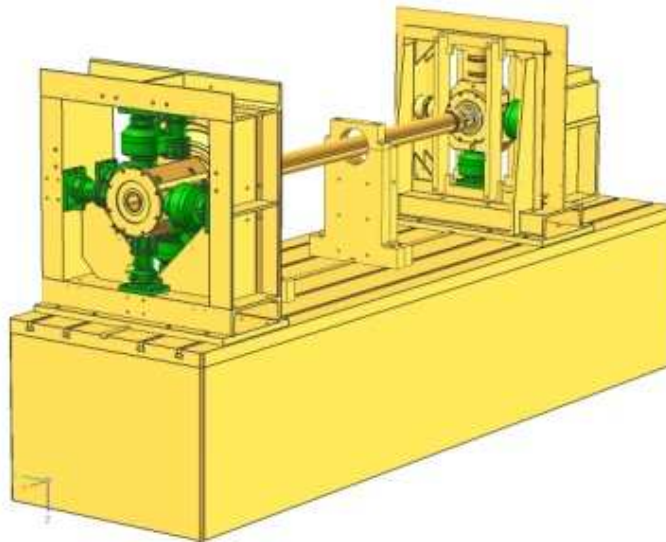


Abbildung 52: Ersatz aktiver Bauteile am Prüfstand

Da bei beiden Prüfstandskonfigurationen hohe Steifigkeiten auf Seiten der Aufhängungselemente vorhanden sind, ist der Einfluss auf die Gesamtsteifigkeit und damit auf die Lage der Eigenfrequenzen und Höhe der Schwingungsamplituden vernachlässigbar.

5.1.3 Einfluss der Dämpfungsveränderung

Die äußere Dämpfung wird durch die Dämpfungselemente erzeugt. Die Auswirkung der Dämpfung der beiden Elemente wird in den folgenden Kapiteln gegenübergestellt und anhand der Schwingungsantworten bewertet. Wie in der modalen Beschreibung ersichtlich wird, stehen in den Resonanzstellen die Systemdämpfungen der Erregerkraft gegenüber. Daher wird die Reduktionsfähigkeit der Dämpfungselemente nur innerhalb der Resonanzstellen verglichen.

5.1.4 Einfluss einer Massenveränderung

Der Masseneinfluss auf das Schwingungsverhalten wird vernachlässigt, da die Hauptmassen, wie des Rotors, der Turbinenersatzscheibe mit Balancersystem und des Lagergehäuses nicht verändert wurden.

Die Veränderungen der motorseitigen Rotoraufhängung (LE1) besitzen keinen nennenswerten Einfluss hinsichtlich der Massen, Steifigkeits- oder Dämpfungsverteilung auf das Schwingungsverhalten.

5.2 Messläufe mit aktiver Lagerabstützung

Erst durch Messläufe kann eine definitive Aussage über die Wirksamkeit der ALA mit Piezostapelaktoren getätigt werden. Ausgangspunkt für die Messläufe bilden die durchgeführten Simulationen. In diesem Kapitel werden die Ergebnisse für die Schwingungsreduktion bezüglich des offenen Regelkreises mit einem IFF-Regler und einem PDT₁-Regler dargestellt. Dabei werden die verwendeten Regler als SISO-Regelstrecken dezentral ausgeführt.

Aufgrund der nicht kollokierten Anordnung von Sensor und Aktor sind verschiedene Regelparameter für die Drehzahlbereiche um die beiden Resonanzstellen notwendig. Deshalb wird die Durchführung der Messläufe getrennt bearbeitet. Der 1. Drehzahlbereich von 1000 bis 5500 1/min schießt die 1. Resonanzstelle und der 2. Drehzahlbereich von 5500 bis 8000 1/min schließt die 2. biegekritische Drehzahl mit ein.

5.2.1 Drehzahlbereich 1 von 1000 - 5500 1/min

Im 1. Drehzahlbereich wird das Regelgesetz des IFF-Reglers und des PDT₁-Reglers getestet und damit das Verhalten, dass durch die Simulation vorhergesagt wurde, bestätigt wird. Gerade die vergleichsweise einfache Integration eines nicht modellbasierten Reglers macht eine experimentelle Überprüfung der Simulationsergebnisse möglich.

5.2.1.1 IFF-Regler, WSE3

Im Folgenden werden die durchgeführten Messläufe zur praktischen Überprüfung der Wirksamkeit des IFF-Reglers hinsichtlich der Reduktion der Schwingungen des Rotors beschrieben. Als Erregungsunwucht wird der auf dem Rotor vorhandene Restunwuchtzustand 1 (RestUn1) genutzt. In Abbildung 53 entspricht Restunwuchtzustand 1 dem Kurvenverlauf „Off.RS WShor/ver“ und damit den in den Simulationen genutzten Voraussetzungen.

Der Kurvenverlauf von „IFF WShor/ver“ zeigt die mit einem IFF-Regler mögliche Reduktion für den vorliegenden Rotor auf. Die Übertragungsfunktion des IFF-Reglers entspricht der in Kapitel 4.2.3 genannten Darstellung. Zwar ist eine Reduktion der Schwingungen im 1. Drehzahlbereich auf 0,45 mm in der Resonanzstelle möglich, jedoch kann das Reduktionsvermögen des IFF-Reglers mit dem Reduktionsvermögen, dass mit den QÖDn erreicht werden kann, nicht mithalten.

Die Reduktion, die mit einem IFF-Regler in Bezug zur offenen Regelstrecke (Off.RS) möglich ist, beträgt 60 %.

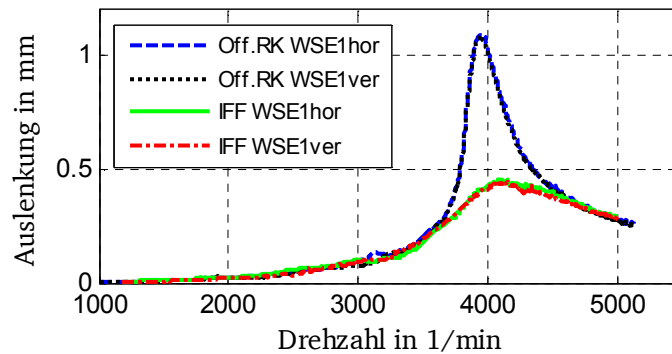


Abbildung 53: Amplituden, Vergleich Off. RS - IFF-Regler in WSE1

Die Spannungs- und Stromanforderungen, die für eine 60%ige Reduktion benötigt werden, liegen mit 290V bei maximal 58% der zur Verfügung stehenden Stellspannung (Abbildung 54). Die maximale Stromamplitude liegt bei 0,7A (Abbildung 55). Eine weitere Erhöhung der Verstärkungsfaktoren, zur Vergrößerung der Reduktionswirkung, ist nicht möglich, da sich ein instabiles Verhalten der geschlossenen Regelstrecke mit Erhöhung der Verstärkungsfaktoren einstellt.

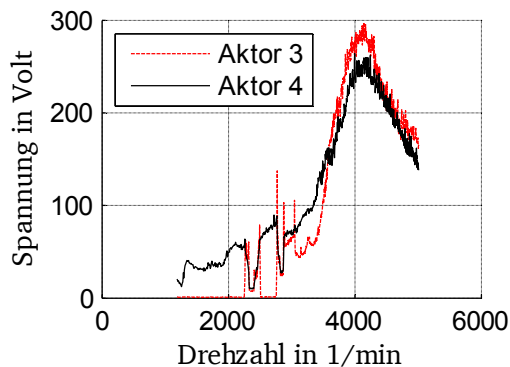


Abbildung 54: Spannungsverlauf IFF-Regler

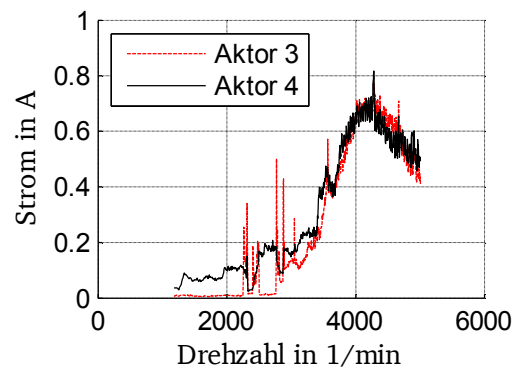


Abbildung 55: Stromverlauf IFF-Regler

Im Folgenden wird ein Amplituden-, Spannungs- und Stromverlauf vorgestellt, der sich aufgrund eines instabilen Regler-Parametersatzes mit IFF-Regler ausbildet.

Innerhalb der höchsten Auslenkung der Resonanzstelle, dem Punkt der höchsten Regelabweichung, beginnt das System schlagartig die maximalen möglichen Ströme anzufordern. Resultat sind ab ca. 4180 1/min erhöhte stark oszillierende Amplitudenverläufe, wie es für WSE1 in Abbildung 56 dargestellt ist. Die Ausschläge sind für den Rotor nicht kritisch, jedoch erfahren die Piezostapelaktoren

sehr hohe schlagartige Beschleunigungen, die sich negativ auf die Lebensdauer auswirken. Das System lässt sich nur durch Erniedrigung der Regelverstärkung oder durch ein Senken bzw. Erhöhen der Drehzahl beherrschen und wieder in einen stabilen Zustand überführen.

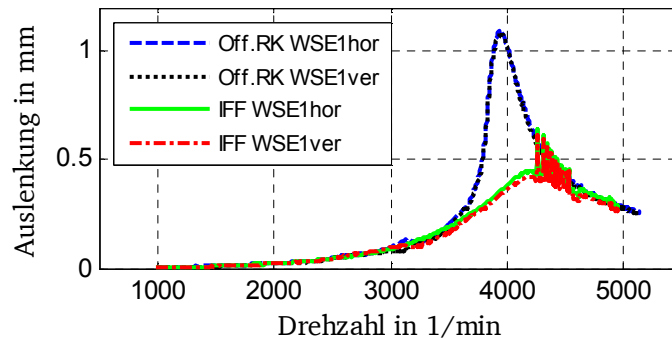


Abbildung 56: Amplitudenverlauf IFF-Regler, Überlastung

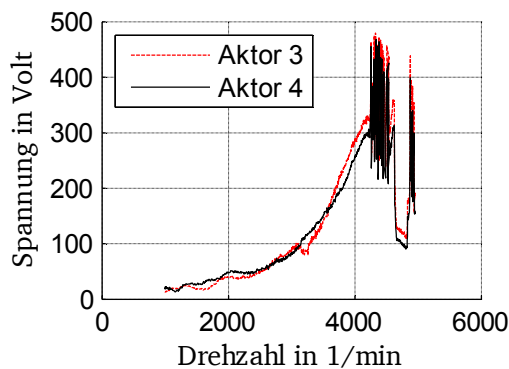


Abbildung 57: Spannungsverlauf IFF-Regler, Überlastung

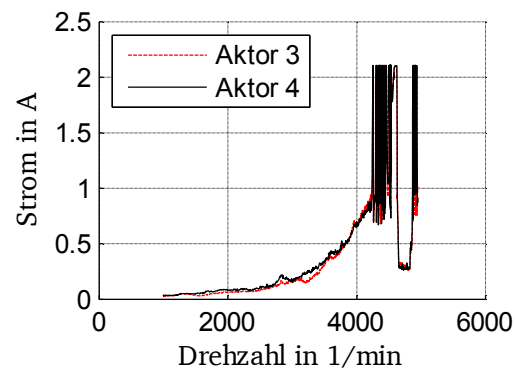


Abbildung 58: Stromverlauf IFF-Regler, Überlastung

5.2.1.2 PDT₁-Regler, Rückführung WSE2

Schon in der Simulation zeigte der PDT₁-Regler eine gute Reduktionsfähigkeit. Daher wird die experimentelle Bestätigung anhand der definierten Unwucht innerhalb dieses Kapitels gezeigt, die auch im folgenden Kapitel zum Vergleich mit den QÖDn herangezogen wird.

In Abbildung 59 werden die Antwortamplituden für eine Erregung an der axialen Position 1 mit 1364gmm für einen aktiven Messlauf mit einem PDT₁-Regler „PDT1WShor/ver“ und einem Messlauf im offenen Regelkreis „Off.RS“ gegenübergestellt. Es liegt bei den folgenden Betrachtungen der Restunwuchtzustand 2 (RestUn2, siehe Abbildung 70 Abbildung 71) zugrunde.

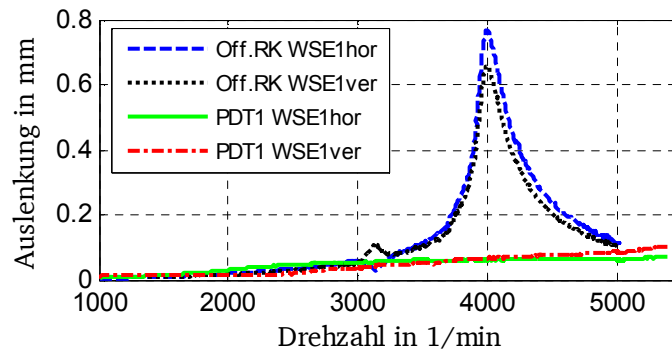


Abbildung 59: Unwuchtantwort Pos1, 1364 gmm, Vergleich aktiv - off. Regelkr.
Drehzahlbereich 1

Die Amplituden können im Verhältnis zum offenen Regelkreis durch Rückführung der Sensorsignale der WSE2 um bis zu 94% in der Resonanz gesenkt werden. Die reduzierte Amplitude des horizontalen Wirbelstromsensors (WShor) des geregelten Messlaufs beträgt in der 1. Resonanzstelle bei 2680 1/min nur noch 0,05 mm. Die erzielte Reduktion mit dem PDT₁-Regler erfüllt somit die Güteanforderungen im 1. Drehzahlbereich.

Die Gegenlaufresonanzstelle des Messlaufs „Off.RS“ bei 3100 1/min wird durch den verwendeten Reglertyp ebenso gedämpft. Die Dämpfung ist so effektiv, dass aufgrund der Regelung im gesamten dargestellten Drehzahlbereich keine signifikante Überhöhung mehr erkennbar ist. Die verwendeten Regelparameter können bis zu einer Drehzahl von 5500 1/min aufrechterhalten werden, ohne dass es zu einem zu starken Anstieg der Auslenkungen kommt.

Die große Reduktionsfähigkeit des PDT₁-Reglers ist auf den negativen P-Anteil in Kombination mit einem D-Anteil zurückzuführen. Der negative P-Anteil senkt die Gesamtsteifigkeit des Systems und damit die Eigenfrequenzen. Bleibt die modale Dämpfungskonstante d_n und die modale Masse m_n bei verkleinerter Steifigkeit unverändert, ist wie aus Gleichung 5.5 leicht ersichtlich, dass eine Vergrößerung des modalen Dämpfungsgrades zu erwarten ist.

$$D_n = \frac{d_n}{2\sqrt{m_n k_n}} \quad 5.5$$

Sinkt die Resonanzstelle, sind auch die Erregerkräfte in der neuen Resonanzstelle kleiner als in der alten Resonanzstelle, aufgrund der Frequenzabhängigkeit der Erregerkraft $F_U = me\Omega^2$.

Bei Messläufen, die auf Basis eines positiven P-Anteils durchgeführt wurden, konnte beobachtet werden, dass die Amplitudenreduktionen des vorgestellten Messlaufs bei weitem nicht erreicht werden konnte.

Positiver Nebeneffekt der Amplitudenreduktion ist eine gleichzeitige Verminderung der Lagerkräfte um bis zu 78 %, wie in Abbildung 60 beispielsweise für die horizontale und vertikale Lagerkraft an LE2 (KMD 5 und 6) dargestellt ist. Zu Vergleichszwecken wird zusätzlich das Kraftniveau der offenen Regelstrecke „Off.RS“ dargestellt. Ein Vergleich mit den Kräften, die bei Verwendung der QÖD aufgetreten sind, ist nicht möglich, da in dieser Konfiguration keine Kraftsensoren vorhanden waren.

Auch im Verlauf der Messdaten der Lagerkräfte ist die Lage der Resonanzstelle in Form einer Resonanzüberhöhung nicht mehr erkennbar. Jedoch liegt das Grundniveau der Lagerkräfte im Vergleich zum Verlauf der Lagerkräfte der offenen Regelstrecke um den Faktor 2 höher.

Die Lagerkräfte werden beim aktiven Prüfstanddesign mit einer mechanisch parallel geschalteten Kraftmessdose gemessen. Eine relative Aussage der Kraftentwicklung ist dennoch möglich.

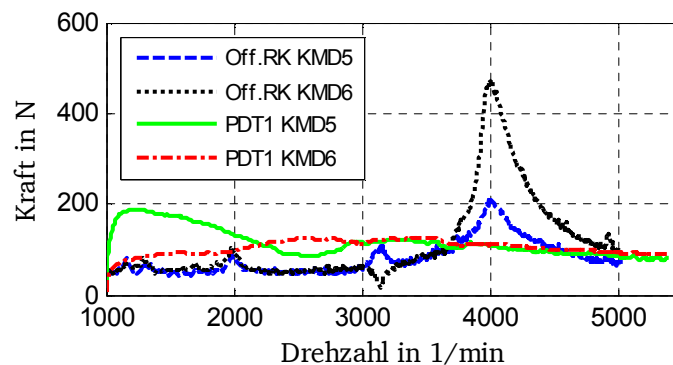


Abbildung 60: Unwuchtantwort Pos1, 1364 gmm Lagerkräfte, Vergleich aktiv - off. Regelkr. Drehzahlbereich 1

Um die beschriebenen Reduktionen erreichen zu können, werden Leistungsanforderungen an die Piezostapelaktoren und ihre Verstärkereinheiten gestellt, die in Abbildung 61 und Abbildung 62 dargestellt sind. Die maximale Spannungsamplitude für beide Aktoren der aktiven LE2 beträgt 250V. Der Stromverlauf ähnelt qualitativ dem Spannungsverlauf. Die maximale Stromamplitude liegt bei 1 A und entspricht daher einer Auslastung von 47 % des maximal zur Verfügung stehenden Stellstroms der Verstärker.

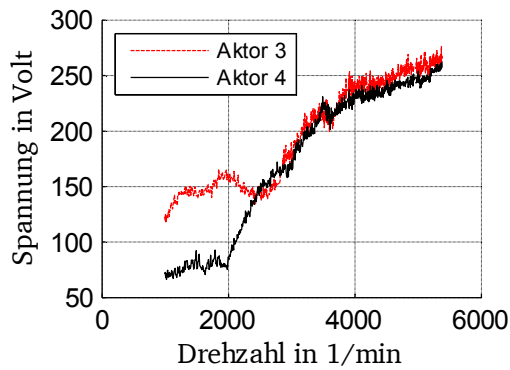


Abbildung 61: PDT₁ Spannungsverlauf, Drehzahlbereich 1

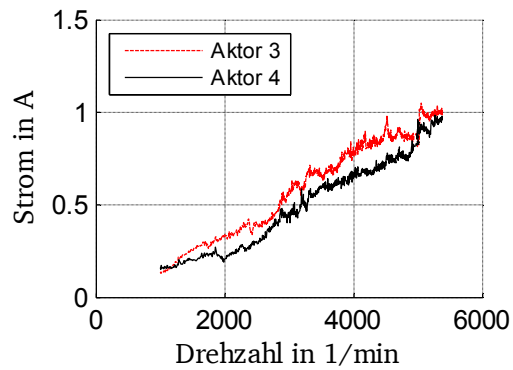


Abbildung 62: PDT₁ Stromverlauf, Drehzahlbereich 1

5.2.2 Drehzahlbereich 2 von 5500 - 7500 1/min

Im 2. Drehzahlbereich mussten aufgrund der nicht kollozierten Anordnung zwischen Sensoren und Aktoren und des Gyroskopieinflusses die Regelparameter des PDT₁-Reglers neu angepasst werden. Mit den neuen Regelparametern ist unter Verwendung der Sensorsignale der WSE2 eine Reduzierung der Schwingungsamplituden der 2. Resonanzstelle um 61 % möglich, wie in Abbildung 63 gezeigt wird. Diese Reduktion stellt die maximale Reduktionsfähigkeit aller getesteten Regelstrategien dar.

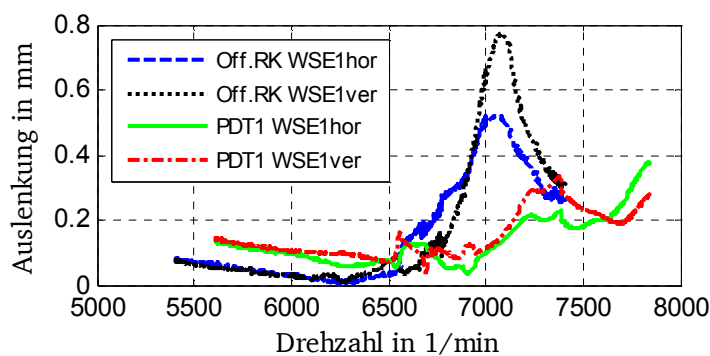


Abbildung 63: Unwuchtantwort Pos1, 1364 gmm, Vergleich aktiv - off. Regelstrecke. Drehzahlbereich 2

Abbildung 64 und Abbildung 65 zeigen den Effekt der Kapazitätsvergrößerung der Aktoren [17]. Die Spannungsamplituden liegen mit maximal 310V im mittleren Spannungsbereich. Der Strombedarf ist deutlich erhöht und erreicht fast die Stellgrenze der Verstärker, welche bei 2,1A liegt. Die Auslastung des Verstärkers in der 2. Resonanz liegt demnach bei 95 %.

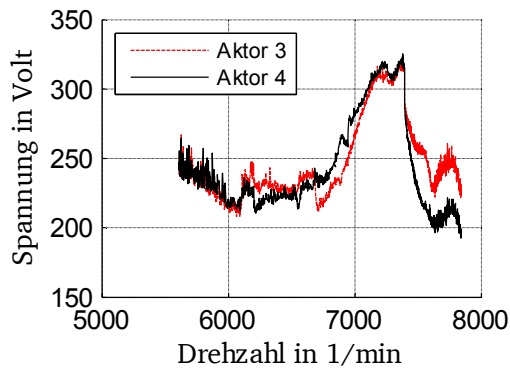


Abbildung 64: Spannungsverlauf, Drehzahlbereich 2

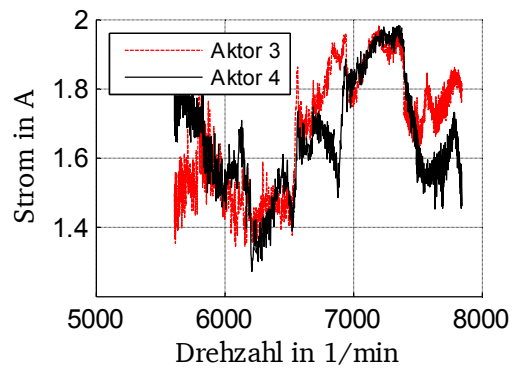


Abbildung 65: Stromverlauf, Drehzahlbereich 2

Für den Kraftverlauf in LE2 stellt sich ein ähnliches Verhalten wie auch im Drehzahlbereich 1 ein. Die Kräfte des aktiven Laufs werden um bis zu 66% reduziert (Reduktion der KMD 6 in der Resonanzdrehzahl). Im Gegensatz zum Verhalten im Drehzahlbereich 1 liegt das Grundniveau des aktiven Laufs niedriger als das der offenen Regelstrecke.

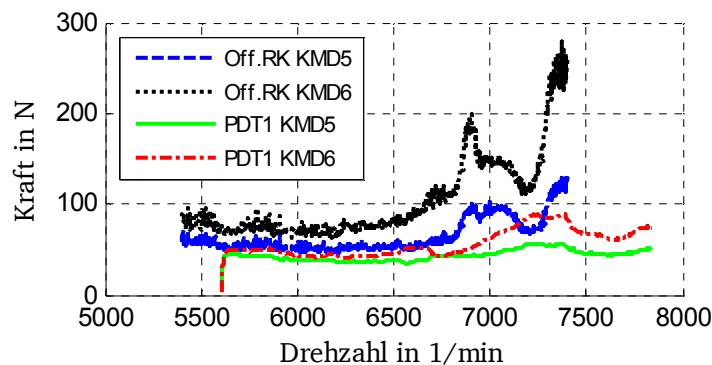


Abbildung 66: Kräfteverlauf PDT1-Regler, Drehzahlbereich 2

5.2.3 Vergleich von Simulation und Messung

Die Güte der Simulation kann neben einem Abgleich anhand von Übertragungsfunktionen auch anhand von real gemessenen Amplitudenverläufen überprüft werden. Neben den sich ausbildenden Amplituden wird im Folgenden auch die Spannung der Piezostapelaktoren jeweils für Simulation und Messung dargestellt.

Als Vergleichslauf zwischen Simulation und Messung wird der Hochlauf „RestUn1“ verwendet. Dabei handelt es sich um einen Restunwuchtlauf im offenen Regelkreis. In Abbildung 67 entspricht dieser Messlauf dem (blau) gestrichelten Kurvenverlauf mit der Bezeichnung „Off.RS“.

Die Höhe der sich in der Simulation einstellenden Schwingungsamplituden im offenen Regelkreis wurde durch Variation einer Unwucht an der axialen Position des Balancersystems angepasst. Eine gute Übereinstimmung der Amplituden des Messlaufs „RestUn1“ mit dem Simulationsergebnis bei offenem Regelkreis wird bei einer angenommenen Unwucht von 4500 gmm erzielt und stellt den Ausgangspunkt für den folgenden Vergleich dar.

Sowohl für das Experiment als auch in der Simulation wurden die Sensorsignale der WSE2 zurückgeführt. Als Reglertyp wird ein PDT₁-Regler verwendet. Wie in Abbildung 67 zu erkennen ist, wird eine hohe Übereinstimmung zwischen dem in der Simulation ermittelten (rot gepunktet) und dem im Experiment ermittelten (grün durchgezogen) Kurvenverlauf erzielt. Die Reduktionsfähigkeit des PDT₁-Reglers liegt in beiden Fällen bei 87%. Werden die Spannungsamplituden ebenso miteinander verglichen, liegt eine hohe Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment nur in der Resonanzstelle vor. Je kleiner die Stellspannungen der Aktoren werden, umso weiter nimmt auch die Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment ab. Dieses Verhalten rührt vermutlich daher, dass in der Simulation eine konstante Ladungskonstante verwendet wird und in der experimentellen Umgebung die Ladungskonstante von der Höhe des elektrischen Feld abhängt.

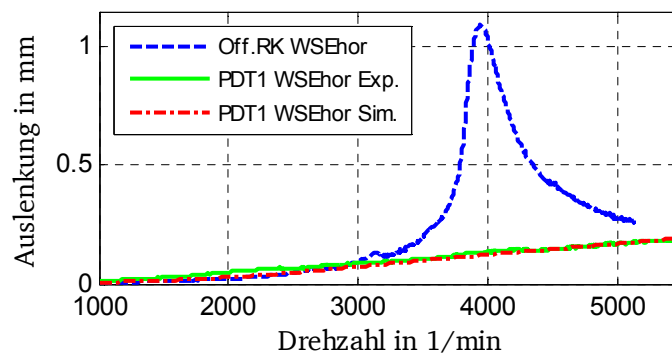


Abbildung 67: Vergleich Amplituden WS1, Simulation - Messdaten

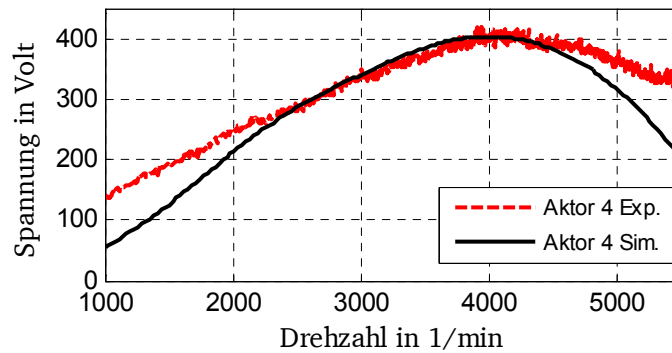


Abbildung 68: Vergleich Spannung Aktor 4, Simulation - Messdaten

Verbesserungspotential bei der Modellierung der Piezostapelaktoren liegt in der Berücksichtigung des hysteresebehafteten Verhaltens der Piezostapelaktoren. Dies kann zum Beispiel durch die Verwendung von Preisachoperatoren erfolgen. Dadurch kann die Übereinstimmung der Spannungsamplituden in den die Resonanz umgebenden Drehzahlbereichen verbessert werden. Ein weiterer Ansatz zur Verbesserung der Regelgüte und Abbildungsgenauigkeit der Aktoren ist die Korrektur des hysteresebehafteten piezoelektrischen Übertragungsverhaltens durch eine inverse Hysterese Funktion [24].

In der Simulation findet bisher keine Berücksichtigung des temperaturabhängigen Verhaltens der Piezostapelaktoren statt. Wie interne Untersuchungen des Instituts zeigen, kann aber auch dieses Verhalten zu einer hohen Abweichung von Simulation und Experiment führen [73], [74], [75].

5.3 Gegenüberstellung der aktiven und passiven Dämpfungselemente

In diesem Kapitel werden die Vor- und Nachteile der beschriebenen ALA gegenüber den QÖDn diskutiert. Verschiedene Aspekte wie Konstruktionsaufwand, Temperaturverhalten, Auswirkungen auf das rotordynamische Verhalten und abschließend das Schwingungsverhalten werden einander bezüglich des Prüfsandaufbaus gegenübergestellt.

5.3.1 Konstruktiver Vergleich

Der Konstruktionsaufwand ist bei Verwendung einer ALA wesentlich höher als bei Verwendung von QÖDn. Dafür sind neben den elektrischen Bauteilen hauptsächlich die Piezostapelaktoren verantwortlich. Bei den Piezostapelaktoren ist die Integration besonders aufwendig, da konstruktive Maßnahmen ergriffen werden müssen, die alle schädlichen Krafteinflüsse massiv reduzieren.

Als positiver Effekt, der beim Ersatz von QÖDn durch eine ALA auftritt, ist, dass auf eine Ölversorgung verzichtet werden kann, was der Weiterentwicklung hin zur MEE (More Electric Engine) entspricht.

Die konstruktiven Unterschiede zwischen dem QÖD-Glied und dem Piezostapelaktor-Dämpferglied sind hauptsächlich die Volumenbeanspruchung und Positionierbarkeit innerhalb des Prüfstandes. QÖD verbrauchen wegen ihres kreisförmigen Aufbaus und des sehr schmalen Spalts nur wenig Platz.

Bei Piezostapelaktoren ist zwar eine flache Bauweise möglich, diese würde sich aber direkt negativ auf einen möglichen Aktorhub auswirken. Bisher werden die Wirkflächen der Aktoren tangential bezüglich der Rotorachse angeordnet und beansprucht mit ihrer langgestreckten zylindrischen Bauform durch die radiale Ausrichtung zur Rotorachse sehr viel Bauraum.

In [32] ist jedoch ein Ansatz diskutiert worden, bei dem die Aktorkraft und der -hub geometrisch umgeleitet werden können und so eine nahezu freie Anordbarkeit der Piezostapelaktoren möglich wird. Ebenso ist eine tangentielle Anordnung von Piezostapelaktoren in der Literatur diskutiert worden [76].

5.3.2 Vergleich der Sicherheit und Empfindlichkeit gegenüber Umgebungseinflüssen

Das Entwicklungsstadium einer ALA mit Piezostapelaktoren zur aktiven Schwingungsreduktion bei elastischen Rotoren befindet sich bisher auf dem TR Level 3-4. Daher besteht im Bereich der Anpassung an Umgebungsbedingungen, wie zum Beispiel hohe Temperaturen oder Feuchtigkeit und im Bereich der Betriebssicherheit, ein erhebliches Entwicklungspotential.

Unter bestimmten Voraussetzungen (hohe Leistungen, hohe Dynamik, erhöhte Umgebungstemperatur) müssen bei der Verwendung von Piezostapelaktoren Kühlungsmaßnahmen vorgesehen werden, da es zu einer unzulässig hohen Eigenenerwärmung der Aktoren kommen kann.

Im Bereich der maximalen Einsatztemperaturen liegen zwischen der ALA mit Piezostapelaktoren und den QÖD keine großen Unterschiede vor. Die in dieser Arbeit verwendeten Piezostapelaktoren besitzen einen Betriebstemperaturbereich von -20 bis 150 °C [17]. Im Bereich von Flugtriebwerken liegen maximale Öltemperaturen des Lagers von 150 bis ca. 200 °C vor [77]. Lediglich die mögliche Verwendung von Luft als Kühlmedium für die Aktoren bietet hinsichtlich der Umweltverträglichkeit einen Vorteil gegenüber der Verwendung einer hydraulischen Flüssigkeit.

Ein Nachteil der verwendeten Piezostapelaktoren ist die Aufnahme von Feuchtigkeit, die den Aktor schädigen kann.

Piezostapelaktoren selbst besitzen kaum Strukturdämpfung. Fällt während des Betriebes die Regelung aus, müssen geeignete Dämpfungsmaßnahmen ergriffen werden können. Dies gilt insbesondere falls ein Betrieb der mechanischen Strecke in der offenen Regelstrecke ohne den Einfluss der dämpfenden Wirkung der Aktoren nicht möglich ist. Die in dieser Arbeit getroffenen Vorsichtsmaßnahmen schießen nur eine Beschädigung der Aktoren aus, jedoch nicht die Begrenzung der Schwingungsamplituden in den biegekritischen Drehzahlen ohne äußere Dämpfung. Auch hier ist eine Weiterentwicklung des Konzepts der ALA notwendig.

Wesentlicher sicherheitstechnischer Nachteil einer ALA ist der notwendige Einsatz von Elektronik und elektronischen Bauteilen. Dies schließt die Aktorik (Piezostapelaktor und Leistungsverstärker), die Sensorik (Sensor und Linearisierungseinheit) und den digitalen Controller (Echtzeit PC mit Datenerfassungshardware) ein. Hier können die QÖD als passives Element ihren größten Vorteil ausspielen.

5.3.3 Vergleich des Schwingungsverhaltens

Anhand der vorangegangenen Quetschöldämpferversuchsreihen und den in dieser Arbeit vorgestellten Messreihen kann ein Vergleich der Leistungsfähigkeit bezüglich der Dämpfungsfähigkeit der beiden Rotorlagerungen vorgenommen werden.

Die Wirksamkeit der ALA und der QÖD wird anhand ihrer Fähigkeit, Schwingungen zu unterdrücken, verdeutlicht. Als Vergleichssensorebene wird die WSE1 in Rotormitte ausgewählt. An dieser Stelle bilden sich die maximal messbaren Ausschläge für die 1. und 2. Resonanzstelle aus. Bei elastischen Rotoren werden die Auslenkungen als sicherheitskritische Größe betrachtet, weshalb ihnen eine besondere Bedeutung zukommt.

Das Maß der Amplitudenreduktion wird auf die Resonanzstellen bezogen. Liegt eine Verschiebung der Resonanzstellen bei den beiden betrachteten Systemen vor, wird die Reduktionsfähigkeit in den Resonanzen und nicht in einer festen Bezugsdrehzahl einander gegenübergestellt. (Kapitel 5.1.1)

Die Erregung beider Systeme geht aus einer definierten Rotorunwucht hervor. Um Vergleichbarkeit herzustellen wird diese an gleicher Stelle und in gleicher

Größe auf den Rotor aufgebracht. Praktisch bedeutet dies, dass bei beiden Messläufen auf einem Wuchtring eine definierte Zusatzunwucht von 1364 gmm an Position 1 (Abbildung 51) montiert wurde. (Kapitel 5.1)

Auf dem Rotor sind auch nach einer Auswuchtung immer Restunwuchten vorhanden. Einen Einblick in das Schwingungsverhalten, dass aus den Restunwuchtverteilung der beiden Prüfstandskonfigurationen herrührt, stellen die Messläufe dar, die ohne das Aufbringen von definierten Unwuchten durchgeführt worden sind. Wird zu den vorhandenen Restunwuchten eine definierte Unwucht hinzugefügt, stellt sich eine Gesamtschwingung ein, die aus der Superposition aller Unwuchtantworten entsteht.

Werden die beiden Restunwuchtantworten der Prüfstandskonfigurationen in Abbildung 69 gegenübergestellt, wird deutlich, dass sich der Restunwuchtzustand der Quetschöldämpferkonfiguration nach der Modifikation des Prüfstandes verändert hat. Zwar ist eine Korrektur der Amplituden möglich, jedoch sind die Piezostapelaktoren in ihrer maximalen Stelleistung beschränkt. Aus diesem Grund wurde der Rotor modal mit der N-Methode [16] nachgewuchtet.

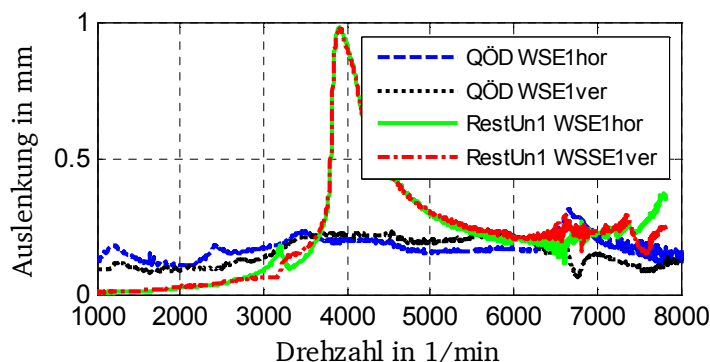


Abbildung 69: Vergleich Restunwuchtzustände der QÖD und des ALAs im Zustand aktiv 1 in WSE1

Nach dem modalen Wuchten stellt sich das Restunwuchtverhalten („RestUn2“) des Prüfstandes ein, wie Abbildung 70 und Abbildung 71 zeigt. Mit dem erreichten Schwingungsniveau ist ein Vergleich der beiden Systeme ohne ein Überschreiten der Stellbegrenzung der Aktoren möglich.

Die Messläufe „RestUn2“ in Abbildung 70 und Abbildung 71 für den unteren und oberen Drehzahlbereich sind im offenen Regelkreis aufgenommen worden.

Zur Korrektur der Vergleichsmessläufe mit den Restunwuchtläufen ist es notwendig, dass die Voraussetzungen beider Messläufe einander entsprechen. Da das Übertragungsverhalten einer geschlossenen Regelstrecke durch einen Regler und

die Regelparameter verändert wird, werden die sogenannten Korrekturläufe auf Basis der Regelparameter der Vergleichsmessläufe durchgeführt. Damit ist das Übertragungsverhalten beider Läufe gleich und eine Korrektur der Schwingungsamplituden möglich. Beispielhaft wird der Schwingungsamplitudenverlauf eines solchen aktiv gedämpften Restunwuchtlaufs durch „RestUn3“ in Abbildung 70 und Abbildung 71 dargestellt.

Das Berechnungsverfahren wird in Kapitel 5.3.3 vorgestellt.

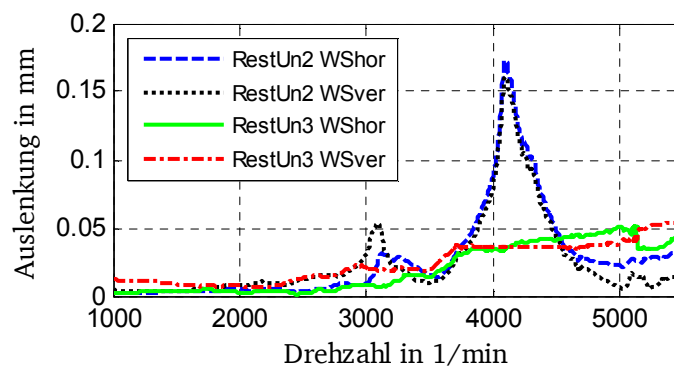


Abbildung 70: Restunwuchtzustände aktiv 2 und 3, Drehzahlbereich 1

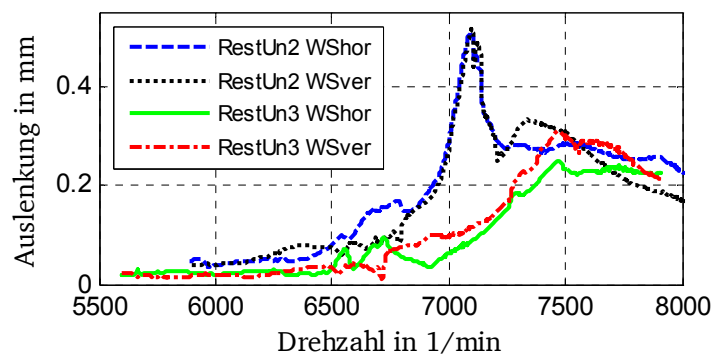


Abbildung 71: Restunwuchtzustände 2 und 3, Drehzahlbereich 2

Unter den genannten Voraussetzungen und Korrekturmaßnahmen kann die Leistungsfähigkeit der Dämpfungselemente anhand der Reduktionsfähigkeit der Amplitudenverläufe bewertet werden.

Zur Vergleichbarkeit muss das Schwingungsverhalten des Rotors um das Restunwuchtverhalten offline korrigiert werden. Hierfür werden die Auslenkungen, die aufgrund der Restunwuchten entstehen, von den Auslenkungen der Messläufe mit definierter Unwucht phasengerecht abgezogen. Resultat dieses Korrekturschrittes sind die Schwingungsamplituden, die sich aufgrund der definierten Zusatzunwucht ausbilden. Voraussetzung für eine phasengerechte Korrektur der Messläufe ist, dass die Messdaten von den nichtlinearen Anteilen, wie beispielsweise sub- und höherharmonischen Anteilen, befreit sind. Deshalb die-

nen nur die drehzahlfrequenten Anteile der Schwingungsantworten und die entsprechenden Phaseninformationen als Grundlage.

Zur Korrektur der Messdaten wird das entsprechende Sensorsignal, wie in Gleichung 5.6 und 5.7 dargestellt, in komplexer Schreibweise mit Amplitude und Phase beschrieben. Das komplexe Sensorsignal in horizontaler und vertikaler Richtung, dass sich aufgrund der Zusatzunwucht ausbildet, entspricht $\bar{z}_{mU,h/v}$. Das Sensorsignal des Restunwuchtlaufrs wird $\bar{z}_{rest,h/v}$ bezeichnet. Erstellt werden die komplexen Sensorsignale mit den aufgenommen Sensordaten $s_{mU,h/v}$ und den Phaseninformationen (Ωt), die mit dem passenden Zeitverlauf und der Drehfrequenz erzeugt werden. Werden durch Interpolation die Drehzahlstützstellen beide Messläufe aufeinander abgestimmt, ist es möglich durch Bildung der Differenz der beiden komplexen Messdatensätze (Gleichung 5.8) das korrigierte Sensorsignal \bar{z}_{korr} zu berechnen.

$$\bar{z}_{mU,h/v}(t) = s_{mU,h/v}(t)(\cos(\Omega t) + i \sin(\Omega t)) \quad 5.6$$

$$\bar{z}_{rest,h/v}(t) = s_{rest}(t)(\cos(\Omega t) + i \sin(\Omega t)) \quad 5.7$$

$$\bar{z}_{korr} = \bar{z}_{mU} - \bar{z}_{rest} \quad 5.8$$

In Abbildung 72 und Abbildung 74 werden die Amplitudenverläufe für den Messlauf mit definierter Unwucht (def.Un: blau gestrichelt) und dem jeweiligen Restunwuchtlaufr (Rest.Un3: grün durchgezogen) für die horizontale und vertikale Richtung dargestellt. Die Regelparameter waren bei den Messläufen und den Restunwuchtläufen identisch gewählt. Nur so kann sichergestellt werden, dass das Übertragungsverhalten der geschlossenen Regelstrecke gleich ist. Nur unter dieser Bedingung ist eine phasengerechte Subtraktion der Amplituden zulässig.

Wird der Messlauf „Rest.Un3“ vom Messlauf „def.Un“ unter Berücksichtigung der Phaseninformationen in Abbildung 73 und Abbildung 75 abgezogen, bildet sich der korrigierte Amplitudenverlauf „Korrigiert“ als Antwort auf die definierte Zusatzunwucht (korrigiert: rot-punkt-gestrichelt) aus.

Im unteren Drehzahlbereich ergibt sich nur eine geringe Reduktion der Amplitudenwerte, da die Schwingungsamplituden des Restunwuchtlaufrs sehr kleine Werte aufweisen. Erst ab ca. 3000 1/min steigt die Amplitude des Restunwuchtlaufrs an. Je nach Qualität der Phasenübereinstimmung ergibt sich dann eine er-

hebliche Reduktion der Messlaufamplituden. In Abbildung 74 liegen ab 5150 1/min die Amplituden des korrigierten Messlaufs höher als die des unkorrigierten Messlaufs. Dies ist möglich, wenn sich die Wirkung der Restunwucht und der zusätzlichen definierten Unwucht nicht mehr aufheben.

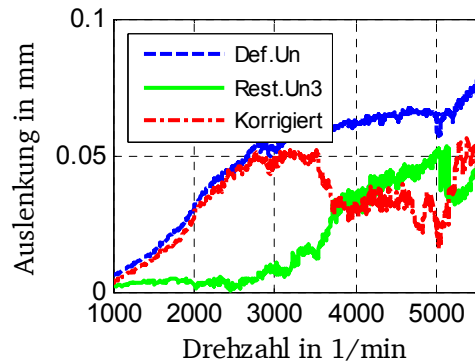


Abbildung 72: ALA, Amplitudenverlauf
WSEh Drehzahlbereich 1

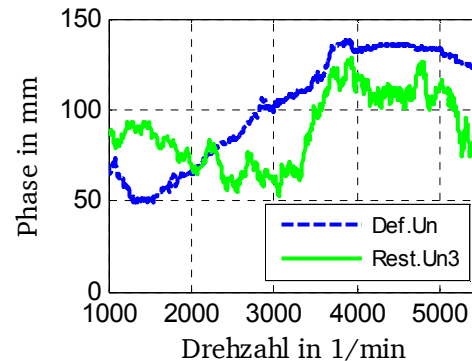


Abbildung 73: ALA, Phasenverlauf WSEh
Drehzahlbereich 1

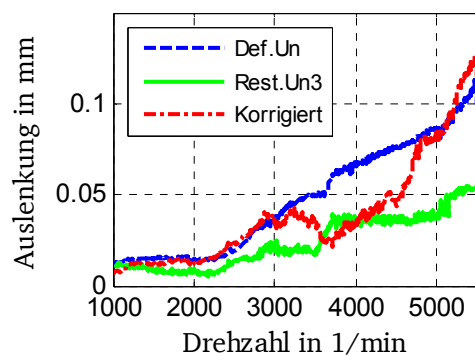


Abbildung 74: ALA, Amplitudenverlauf
WSEv Drehzahlbereich 1

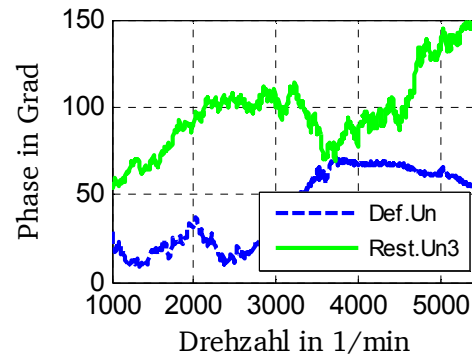


Abbildung 75: ALA, Phasenverlauf WSEv
Drehzahlbereich 1

Für den QÖD findet im unteren Drehzahlbereich eine größere Korrektur aufgrund eines ähnlichen Phasenverlaufs beider Messläufe als im oberen Drehzahlbereich, wie in Abbildung 76 und Abbildung 78 zu erkennen, statt. Ab der 2. Resonanzstelle liegt eine Phasendifferenz von ca. 90° vor, so dass sich keine Reduktion der Amplituden mehr ergibt. Dieser Verlauf bildet sich sowohl für die horizontale als auch für die vertikale Sensorausrichtung der WSE1 aus.

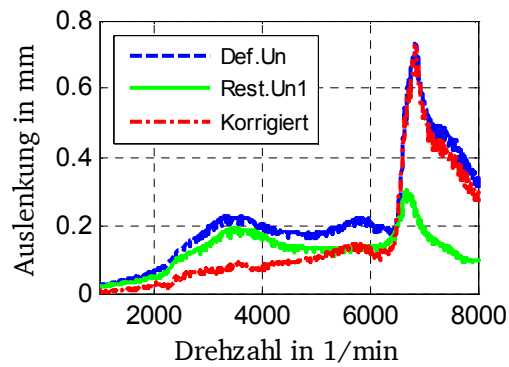


Abbildung 76: QÖD, Amplitudenverlauf
WSEh Drehzahlbereich 1
und 2

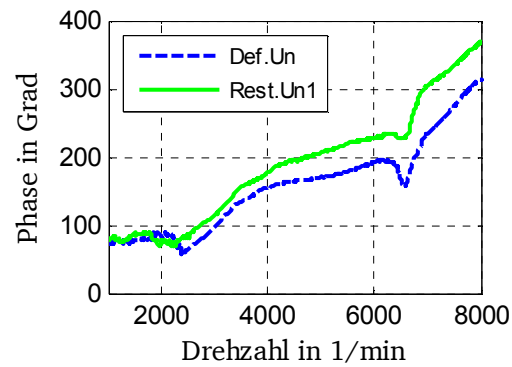


Abbildung 77: QÖD, Phasenverlauf WSEh
Drehzahlbereich 1 und 2

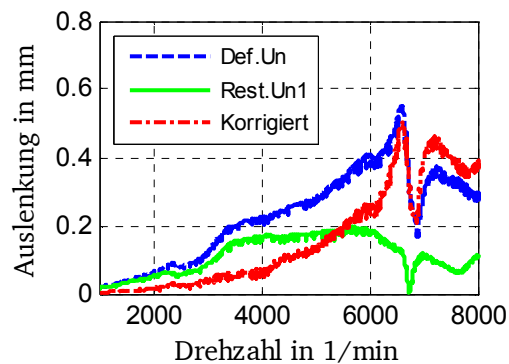


Abbildung 78: QÖD, Amplitudenverlauf
WSEv Drehzahlbereich 1
und 2

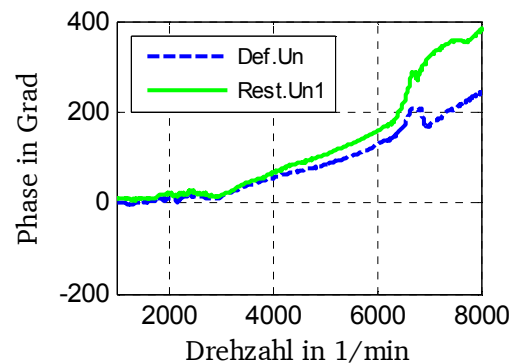


Abbildung 79: QÖD, Phasenverlauf, WSEv
Drehzahlbereich 1 und 2

Für den oberen Drehzahlbereich wird äquivalent vorgegangen. Die Ergebnisse dieser Korrekturen werden im folgenden Kapitel mit berücksichtigt, aber nicht in diesem Kapitel visualisiert.

5.3.3.1 Drehzahlbereich 1 von 1000 - 5500 1/min

Durch die Integration der ALA und der damit verbundenen Erhöhung der Gesamtsystemsteifigkeit wird die Gleichlaufresonanz des aktiven Systems in der offenen Regelstrecke zu einer Drehzahl von ca. 3950 1/min verschoben. Durch die Verwendung eines Reglers, ist die Lage der Resonanzstelle in Abhängigkeit des Reglertyps und der Verstärkungsfaktoren jedoch beeinflussbar.

Wie in Abbildung 80 zu sehen ist, wird mit einer Erhöhung des Betrages des negativen P-Anteils des PDT₁-Reglers eine Verschiebung der Resonanzstelle zu niedrigeren Drehzahlen um bis zu 1320 1/min im experimentellen Betrieb ermöglicht. Mit Verkleinerung des negativen P-Anteils (Betrag vergrößert sich),

sinkt die Eigenfrequenz, beginnend bei Lauf a mit der höchsten Resonanzdrehzahl bis hin zu Lauf d mit der kleinsten Resonanzdrehzahl und dem niedrigsten P-Anteil. Im Zuge der Vergrößerung des Betrages des P-Anteils wurde auch der D-Anteil des Reglers vergrößert.

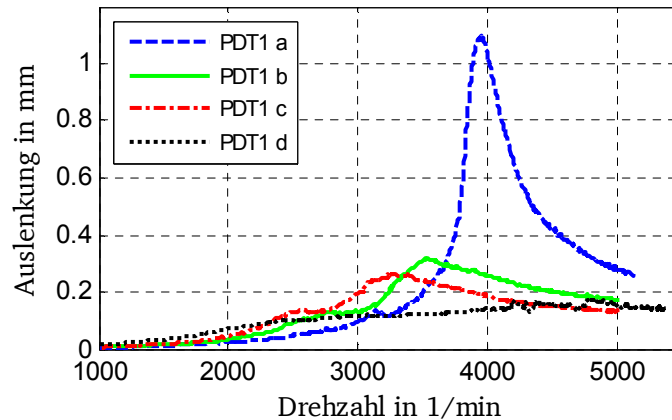


Abbildung 80: Eigenfrequenzverschiebung PDT₁-Regler

Damit wird ein Vorteil bei Verwendung eines aktiven Lagers deutlich. Die Lage von Resonanzstellen kann innerhalb gewisser Grenzen durch Variation des digitalen Reglertyps oder der Reglerverstärkung beeinflusst werden.

Bei der Integration einer ALA in ein reales Triebwerk muss von einer wesentlich niedrigeren abstützenden Steifigkeit ausgegangen werden, als sie beim Prüfstand vorhanden ist. Unter dieser Bedingung nimmt die Beeinflussbarkeit des Systems unter Umständen ab. Daher werden weitere Untersuchungen über das Maß der Einschränkung der Leistungsfähigkeit unter der Voraussetzung realer Steifigkeiten notwendig.

Zum Vergleich der Leistungsfähigkeit der ALA mit den QÖDn wird der schon in Kapitel 5.2.1.2 beschriebene Messlauf mit einer Unwucht von 1364 gmm an Position 1 herangezogen.

Wie in Abbildung 81 gezeigt wird, werden mit beiden Systemen hohe Dämpfungsleistungen erzielt. Im unteren Drehzahlbereich des Sensorsignals WSE1h in Abbildung 81 besitzen die QÖD und die ALA bis zu einer Drehzahl von 2000 1/min vergleichbare Dämpfungseigenschaften. Danach folgt ein Bereich, in dem die QÖD eine größere Reduktionsfähigkeit als die ALA zeigen. Jenseits einer Drehzahl von 2300 1/min ist die Schwingungsreduktion der ALA wiederum größer als mit QÖD. Wird die Schwingungsamplitude direkt in den Resonanzstellen der beiden Systeme (QÖD bei 3600 1/min und ALA bei 2630 1/min) verglichen, ist eine um 36 % größere Reduktion mit einer ALA als mit QÖD von

0,0873 mm auf 0,056 mm Auslenkungsamplitude in horizontaler Richtung möglich. Im Gegensatz zum ansteigenden Verhalten der Schwingungsamplituden der QÖD bleibt das Niveau der Schwingungsamplituden der ALA bis zum Ende des erfassten Drehzahlbereichs relativ konstant niedrig.

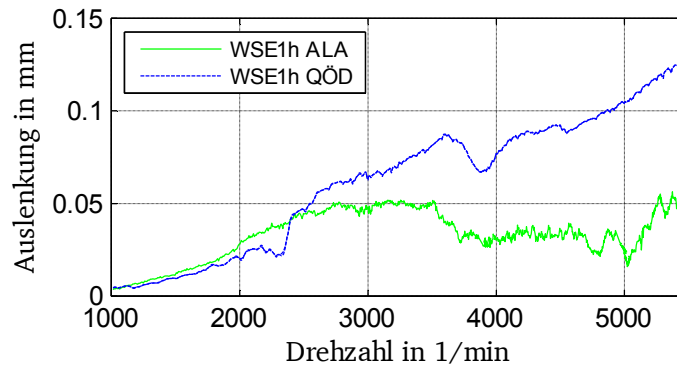


Abbildung 81: Vergleich QÖD und ALA korrigiert für WSE1h, Drehzahlbereich 1

Für das Signal des vertikalen Sensors der WSE1 stellt sich ein leicht verändertes Reduktionsverhältnis zwischen der ALA und den QÖDn ein. Im unteren Drehzahlbereich ergibt sich wieder für beide Systeme eine ähnliche Amplitude. Jedoch wird erst ab einer Drehzahl von 3000 1/min mit der ALA eine größere Reduktionsfähigkeit erreicht als mit den QÖDn. Der Vorteil der ALA bleibt bis zum Ende des erfassten Drehzahlbereichs erhalten. Jedoch können mit der ALA bei den vertikalen Sensorsignalen die Amplituden nicht auf einem einheitlichen Niveau gehalten werden. Die Reduktionsfähigkeit beider Dämpfungselemente unterscheidet sich in der vertikalen Schwingungsrichtung in den Resonanzstellen um ca. 41 % (gewählte Resonanzstellen QÖD 3600 1/min, ALA 2630 1/min). Eine eindeutige Zuordnung der Resonanzstelle der QÖD anhand der Amplitudenverläufe fällt schwer, da keine deutliche Überhöhung der Amplituden auszumachen ist. Aus diesem Grund wurden zur Identifikation der Resonanzstelle die Phasenverläufe aus Abbildung 73 und Abbildung 79 herangezogen.

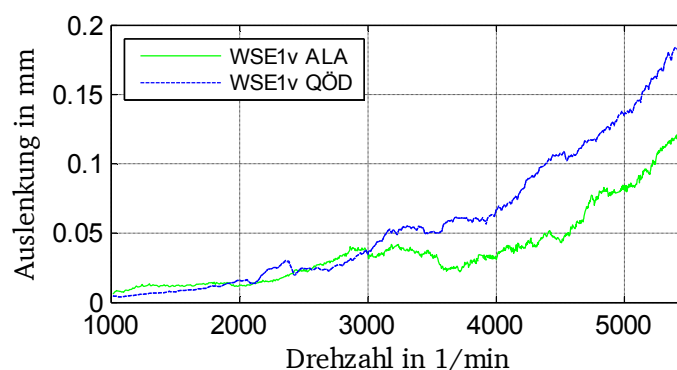


Abbildung 82: Vergleich QÖD und ALA korrigiert für WSE1v, Drehzahlbereich 1

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass mit der ALA auf Basis von Piezostapelaktoren eine um 36 bis 41 % größere Reduktion als mit einem vergleichbaren passiven Dämpfungselement (QÖD) in der Resonanzstelle möglich ist.

5.3.3.2 Drehzahlbereich 2 von 5500-8000 1/min

Im oberen Drehzahlbereich von 5500 bis 7500 1/min zeigen sich die Vorteile der ALA, wie in Abbildung 83 dargestellt wird nur in einer Schwingungsrichtung. Wie schon in der Einleitung aufgezeigt, besitzt der QÖD in diesem Bereich, fern ab vom Auslegungspunkt, nur einen sehr eingeschränkten Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Rotors. Unterhalb der Resonanz und in der 2. Resonanzstelle wird mit der ALA eine höhere Reduktion erreicht als sie mit QÖDn möglich ist. Werden die Amplituden für die QÖD bei 6850 1/min und bei 7400 1/min für die ALA einander gegenübergestellt, ist mit der ALA eine um 55 % größere Reduktion in der horizontalen Richtung möglich.

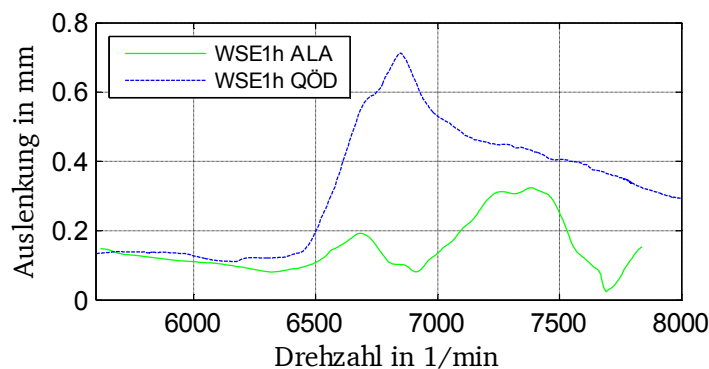


Abbildung 83: Vergleich QÖD und ALA korrigiert für WSE1h, Drehzahlbereich 2

Wie in Abbildung 84 dargestellt wird, liegt jedoch die Reduktionsfähigkeit der beiden Dämpfungselemente in vertikaler Richtung auf gleichem Niveau. Es wird in vertikaler Richtung eine 4%ige Reduktion bezüglich der QÖD erreicht (QÖD 6600 1/min und ALA 7450 1/min). Wie in [78] aufgezeigt wird, kann durch den Einsatz von modellbasierten Reglern eine höhere Dämpfungsleistung erzielt werden.

In der 2. Resonanzstelle ist nur eine geringe Verschiebung der Resonanzstelle aufgrund des sehr klein gewählten positiven P-Anteils des PDT₁-Reglers zu höheren Drehzahlen zu beobachten. Eine Resonanzabsenkung wie im Drehzahlbereich 1 war im 2. Drehzahlbereich nicht möglich, da bei Vergrößerung des Betrages des P-Anteils ein instabiles Verhalten beobachtet wurde.

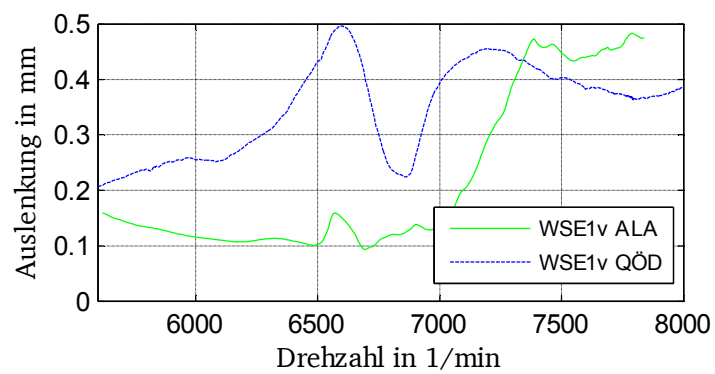


Abbildung 84: Vergleich QÖD und ALA korrigiert für WSE1v, Drehzahlbereich 2

6 Zusammenfassung und Ausblick

Innerhalb dieser Arbeit wurde ein konstruktiver Entwurf entwickelt und umgesetzt, der den Voraussetzungen und Randbedingungen bei der Integration von Piezostapelaktoren in ein Rotorsystem gerecht wird. Hierzu gehört unter anderem die Vermeidung von schädlichen Beanspruchungen für den Aktor, die zu einer mechanischen Depolarisation oder Zerstörung der Piezokeramik oder des Laminatverbundes des Aktors führen können. Ebenso kann durch die Implementierung einer Kühlungs Vorrichtung einer thermischen Depolarisation der Aktoren vorgebeugt werden. Eine versehentliche elektrische Depolarisation ist durch die Verwendung eines unipolaren Leistungsverstärkers ausgeschlossen.

Durch das Simulieren des rotordynamischen Verhaltens des Rotors, seiner Substrukturen und des elektromechanischen Verhaltens der Piezoaktorik ist es möglich, die Leistungsfähigkeit der entworfenen aktiven Lagerabstützung vorherzusagen. Zudem können das Verhalten der geschlossenen Regelstrecke abgeschätzt und Aussagen über die Stabilität und Regelgüte des eingesetzten Reglers gewonnen werden. In Zukunft ist mit einem validierten Simulationsmodell die Entwicklung von modellabhängigen Reglertypen wie zum Beispiel LQR/G oder μ -Reglern möglich.

Der Vergleich der passiven Quetschöldämpferelemente und des aktiven Lagerelements wurde durch den Umbau des Prüfstandes möglich. Neben der geometrischen Integration der Aktorik wurde auch die funktionelle Integration durch den Aufbau einer Echtzeitumgebung mit Implementierung der ausgewählten Regelalgorithmen und Erweiterung der Elektronik realisiert.

Resultat der Modifikation ist ein Prüfstand, der einen direkten Vergleich zwischen Quetschöldämpfern und der aktiven Lagerabstützung mit Piezoaktoren erlaubt. Dadurch ist es erstmals möglich, Schwingungsmessdaten, die durch die Erregung eines elastischen Rotors erzeugt wurden, einander gegenüber zu stellen und bewerten zu können.

Durch den Einsatz einer aktiven Lagerabstützung mit Piezostapelaktoren ist eine größere Reduktion von radialen, unwuchtinduzierten Biegeschwingungen in den Resonanzen des vorliegenden elastischen Rotors möglich als dies mit Quetschöldämpfern der Fall ist (Kapitel 5.3.3). Im Gegensatz zu den Quetschöldämpfern, die nur eine der im untersuchten System vorhandenen Resonanzen effektiv dämpfen können, ist es mit der aktiven Lagerabstützung möglich, die

Schwingungen über den gesamten Drehzahlbereich hinweg in horizontaler Richtung zu reduzieren (Kapitel 5.3.3). In vertikaler Richtung gelingt die Reduktion nur im unteren Drehzahlbereich, wenn nichtmodellbasierte Regler verwendet werden. Außerdem wird durch den Einsatz der aktiven Lagerabstützung eine signifikante Reduktion der Lagerkräfte in den Resonanzen des Systems bezüglich eines unregelmäßigen Betriebes erreicht. Durch Anpassbarkeit der Dämpfungsgrade im überkritischen Drehzahlbereich mit Hilfe einer digitalen Reglerstruktur ist eine weitere Verminderung der Lagerkräfte im Gegensatz zu Quetschöldämpfern möglich (Kapitel 5.2).

Hilfreich für die Entwicklung von Flugtriebwerken ist die Fähigkeit einer aktiven Lagerabstützung durch den Einsatz von verschiedenen digitalen Reglertypen die Schwingungscharakteristik eines rotierenden Systems wesentlich beeinflussen zu können. Neben der schon erwähnten Variationsmöglichkeit der äußeren Dämpfung und damit der Reduktion der Schwingungsamplituden kann auch die Gesamtsteifigkeit des Systems aktiv beeinflusst und so die Lage von Resonanzstellen verändert werden (Kapitel 5.2 und 5.3.3).

Durch die lineare Beschreibbarkeit des Aktorverhaltens ist eine gute Übereinstimmung von Simulationsmodell und experimentell ermitteltem Verhalten des Gesamtsystems erzielt worden (Kapitel 5.2.3). Daher kann zukünftig eine effiziente Auslegung der Aktorik für aktive Systeme gelingen.

Wie sich auch in anderen Forschungszweigen [40], [75] zeigt, ist der Einsatz einer aktiven Lagerabstützung nicht wie die Quetschöldämpfer allein auf die Reduktion von Schwingungen beschränkt, sondern um weitere Funktionen erweiterbar. Neben einer Schwingungsminderung ist beispielsweise eine Fehleranalyse des Triebwerks aufgrund von Informationen der aktiven Lagerabstützung oder einer Isolation der Triebwerksschwingungen denkbar [79].

Nachteilig bei einer Verwendung einer aktiven Lagerabstützung ist der hohe konstruktive Aufwand zur Integration in ein bestehendes System. Leicht einsichtig ist auch, dass der Komplexitätsgrad eines aktiven Systems immer höher liegt als der eines passiven Systems. Dadurch liegt ein schlechteres Kosten-Nutzen-Verhältnis einer aktiven Lagerabstützung gegenüber von Quetschöldämpfern vor, sofern die aktive Lagerabstützung zur alleinigen Schwingungsreduktion verwendet wird. Eine Erweiterung des Funktionsraums der aktiven Lagerabstützung um die oben erwähnten Zusatzfunktionen kann dieses Verhältnis jedoch positiv beeinflussen.

Zurzeit ist die Dynamik der Aktoren bei hohen Leistungsanforderungen durch die kommerziell erwerbbaaren Leistungsverstärker begrenzt. Geht die Entwicklung im Bereich der Leistungsverstärker weiter, wird als nächste Grenze die Eigenerwärmung und Effizienz der Kühlungssysteme ausschlaggebend für die erreichbare Aktordynamik sein.

Eine Integration der aktiven Lagerabstützung in einer realen Anwendung steht noch aus. Hierfür sind die Umwelteinflüsse und Randbedingungen, wie Temperatur, Luftfeuchtigkeit, Bauraum und ihre Auswirkungen ebenso wie die Zuverlässigkeit und Sicherheit des mechatronischen Gesamtsystems zu klären.

Im Bereich der Regelstrategien besteht ebenfalls noch Entwicklungspotenzial. Durch eine hochwertigere Modellierung der Piezostapelaktoren beispielsweise mit Preisachoperatoren können Unsicherheitsbereiche im Modell verkleinert und mit Hilfe von modellbasierten Regelstrategien noch größere Reduktionen über den gesamten Drehzahlbereich hinweg erzielt werden.

7 Literaturverzeichnis

- [1] R. Gasch, R. Nordmann, and H. Pfützner, *Rotordynamik*. Berlin Heidelberg: Springer, 2006, vol. 2. Auflage.
- [2] B. Domes and M. Levesley, "Non-linear Behaviour of a Squeeze Film Damper - Experimental Results -," in *Proceedings of the 7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics*, Vienna, Austria, 2006.
- [3] Y. F. Zeidan, L. San Andres, and J. M. Vance, "Design and application of squeeze film dampers in rotating machinery," in *Proceedings of the twenty-fifth turbomachinery symposium*, 1996, pp. 169-188.
- [4] J. M. Vance, D. Ying, and J. L. Nikolajsen, "Active Controlled Bearing Dampers for Aircraft Engine Application," vol. 122, pp. 467-472, 2000.
- [5] T. Grönsfelder, *Entwicklung und Validierung neuer Ansätze zur numerischen Untersuchung von Quetschfilmdämpfern*, Dissertation ed., TUD Mechatronik im Maschinenbau, Ed. Darmstadt: Shaker Verlag Aachen, 2006.
- [6] A. Preumont, *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*, 2nd ed.: Kluwer Academic Publishers, 2002.
- [7] J. Wang, N. Feng, G. Meng, and E. J. Hahn, "Vibration Control of Rotor by Squeeze Film Damper with Magnetorheological Fluid," vol. 17, no. 4, pp. 353-357, 2006.
- [8] K.-J. Kim, C.-W. Lee, and J.-H. Koo, "Design and modeling of semi-active squeeze film dampers using magneto-rheological fluids," *Smart Materials and Structures*, vol. 17, no. 3, 2008.
- [9] Y. K. Ahn, B. S. Yang, and S. Morishita, "Directionally Controllable Squeeze Film Damper Using Electro-Rheological Fluid," *Journal of Vibration and Acoustic*, vol. 124, pp. 105-109, 2002.
- [10] R. Nordmann, *Mechanische Systeme im Maschinenbau I*, 3rd ed. Aachen: Shaker Verlag, 2005.
- [11] R. Markert, *Strukturdynamik*, 1st ed., Fachgebiet Strukturdynamik TU-

Darmstadt, Ed. Darmstadt, 2006.

- [12] R. Gasch, *Strukturdyamik*. Berlin: Springer Verlag, 1987, vol. 1, Diskrete Systeme.
- [13] R. Markert, *Schwingungsmesstechnik, Skript zur Vorlesung*, Technische Universität Darmstadt Fachbereich Strukturmechanik, Ed. Darmstadt, 2002.
- [14] B. Domes, *Vibration phenomena in aero-engines.*: IMechE, 2008.
- [15] W. Kellenberger, *Elastisches Wuchten*, Springer Verlag, Ed., 1987.
- [16] R. Markert, *Rotordynamik*, Technische Universität Darmstadt Fachbereich Strukturmechanik, Ed. Darmstadt, 2003.
- [17] Produktkatalog Physik Instrumente, *Piezo Nano Positionierung.*: Physik Instrumente, 2009.
- [18] H.-G. Horst and H. P. Wölfel, "Active Vibration Control of a High Speed Rotor with Active Bearings using Piezoceramic Actuators," in *Schwingungen in rotierenden Maschinen VI*, 2003, pp. 21-28.
- [19] S. Kern, A. Schwung, and R. Nordmann, "Gain-Scheduling Approaches for Active Damping of a Milling Spindle with Speed-Dependent Dynamics," in *Movic*, 2008.
- [20] H.-G. Horst, "Aktive Schwingungsminderung an elastischen Rotoren mittels piezokeramischer Aktoren," Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Dissertation 2005.
- [21] Schweizer, *Magnetlager für Rotoren*. Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag, 1993.
- [22] H. Ulbrich, "Comparison of different Actuator Concepts for Applications in Rotating Machinery," vol. 1, no. 1, pp. 61-71, 1994.
- [23] C. Bartsch, *Piezo-Dieseldirekteinspritzung.*: SV Corporate Media, 2006.
- [24] D. Jendriza, "Piezoaktoren für den Großsignalbetrieb," Universität Saarbrücken, Saarbrücken, Dissertation 1995.
- [25] S. Brand, "Piezoelektrische Aktoren in Fertigungssystemen," Düsseldorf, 1996.

- [26] P. Pertsch, "Das Großsignalverhalten elektromechanischer Festkörperaktoren," Universität Ilmenau, Ilmenau, Dissertation 2004.
- [27] T. Hegewald, "Modellierung des nichtlinearen Verhaltens piezokeramischer Aktoren," Technischen Fakultät der Universität Erlangen, Dissertation 2007.
- [28] C. Stiebel and H. Janocha, "Keiner für alles," *F & M*, vol. 108, no. 12, pp. 50-53, 2000.
- [29] A. B. Palazzolo, R. R. Lin, R. M. Alexander, A. F. Kascak, and J. Montague, "Piezoelectric Pushers for Active Vibration Control of Rotating Machinery," vol. 111, pp. 298-305, 1989.
- [30] A. B. Palazzolo, R. R. Lin, R. M. Alexander, A. F. Kascak, and J. Montague, "Test and Theory for Piezoelectric Actuator-Active Vibration Control of Rotating Machinery," vol. 113, pp. 167-175, 1991.
- [31] A. B. Palazzolo, S. Jagannathan, A. F. Kascak, G. T. Montague, and L. J. Kiraly, "Hybrid Active Vibration Control of Rotorbearing Systems Using Piezoelectric Actuators," vol. 115, pp. 111-119, 1993.
- [32] P. Tang, A. B. Palazzolo, A. Kascak, G. Montage, and W. Li, "Combined Piezoelectric-Hydraulic Actuator Based Active Vibration Control for Rotordynamic System," , vol. 117, 1995, pp. 285-293.
- [33] C. Carmignani and P. Forte, "Active Control of Rotor Vibrations by means of Piezoelectric Actuators," *Proceedings of DETC'01*, 2001.
- [34] P.M. Przybylowicz, "Active stabilisation of a rigid rotor by piezoelectrically controlled mobile journal bearing system," *Australian Journal of Mechanical Engineering*, vol. 1, no. 2, pp. 123-128, 2004.
- [35] A. Alizadeh, "Robuste Regelung zur aktiven Schwingungsdämpfung elastischer Rotoren mit Pizeo-Stapelaktoren," Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Dissertation 2005.
- [36] C. Ehmann, R. Alizadeh, and R. Nordmann, "Schwingungsdämpfung aktiv gelagerter Rotoren mit robuster Regelung," in *Schwingungen in rotierenden Maschinen VI*, 2003, pp. 41-51.
- [37] W. Li, "Aktive Dämpfung und Kompensation von Rotorschwingungen über

-
- aktive Piezo-Stapel-Aktuator-Lager," Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, Dissertation 2005.
- [38] C. Kaletsch, F. Lebo, M. Özel, and S. Rinderknecht, "Active damping of an elastic aircraft engine rotor," in *ACTUATOR 2010*, Bremen, 2010.
- [39] R. Simoes, V. Steffen, J. Der Hagopian, and J. Mahfoud, "Modal Active Vibration Control of a Rotor Using Piezoelectric Stack Actuators," *Journal of Vibration and Control*, vol. 13, pp. 45-64, 2007.
- [40] B. Hasch, "Modellbasierte Fehlererkennung an einem elastischen Rotor mit Hilfe aktiver Lagerung," Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Dissertation 2010.
- [41] C. Ehmann and R. Liebig, "Piezo actuators for vibration reduction of aero engine rotors - a case study," in *ISCORMA-3*, Cleveland, Ohio, 2005.
- [42] J. C. Mankins. (1995) Technology Readiness Levels. [Online].
<http://www.hq.nasa.gov/office/codeq/trl/trl.pdf>
- [43] D. Peters, "Schwingungsdämpfung elastischer Flugtriebwerksrotoren in Quetschöldämpfern," Technische Universität Darmstadt, Maschinenbau; Mechatronik im Maschinenbau, Darmstadt, Dissertation 2011.
- [44] A. El-Shafei and S. H. Cardall, "Fluid inertia forces in squeeze film dampers," *Rotation Machinery and Vehicle Dynamics*, vol. 35, pp. 219-228, 1991.
- [45] L. A. San Andreas and J. M. Vance, "Effects of fluid inertia on finite-length squeeze film dampers," *ASLE Transactions*, vol. 30, pp. 384-393, 1986.
- [46] M. Schwer, "Eigenschaften von Quetschöldämpfer - Ein Beitrag zur zuverlässigen Auslegung einer äußeren Lagerdämpfung," Karlsruhe, Dissertation 1986.
- [47] R. Köhler, "Berechnung und Validierung des dynamischen Verhaltens eines Rolls-Royce Flugtriebwerkrotors in Quetschöldämpfern," Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Diplomarbeit 2007.
- [48] H. Unbehauen, *Regelungstechnik I*, 15th ed. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2008.
- [49] C. Tropea, N. Damaschke, and H. Nobach, "Messtechnik I: Grundlagen der

Messtechnik," Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Band 6 2003.

- [50] O. Föllinger, *Regelungstechnik*.: Hüthig Verlag, 2008, vol. 10. Auflage.
- [51] J. Lunze, *Regelungstechnik*, 6th ed. Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag, 2007, vol. 2.
- [52] O. Nelles. (2011, April) Mess- und Regelungstechnik 2, Skript zur Vorlesung. [Online]. <http://www.uni-siegen.de/fb11/mrt/lehre/mrt2/index.html?lang=de>
- [53] C. Ehmann, "Robust Controller Synthesis vs. Integral Force Feedback with Collocation for Active Damping of Flexible Structures," in *ISMA 2002 International Conference on Noise and Vibration Engineering*, Leuven, Sep. 2002.
- [54] C. Ehmann, *Methoden und Komponenten für die Realisierung aktiver Schwingungsdämpfung*. Darmstadt: Shaker Verlag, 2004, vol. Forschungsberichte Mechatronik und Maschinenakustik.
- [55] Normenausschuss Lärminderung und Schwingungstechnik Akustik, "DIN ISO 7919-1, Messung und Bewertung von Wellenschwingungen," 1996.
- [56] M. Bentz, "Datenauswertung von Wegsignalen eines rotordynamischen Prüfstandes," Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Bachelorthesis 2009.
- [57] D. Peters, C. Kaletsch, R. Nordmann, and B. Domes, "Test Rig for a Supercritical Rotor of an Aero Engine," in *Proceedings of the 12th IFToMM World Congress*, Besancon, Frankreich, 2007.
- [58] D. Peters, C. Kaletsch, R. Köhler, R. Nordmann, and B. Domes, "Experimental Rotordynamic Investigation of a Flexible Low-Pressure-Spool," in *I MECH E VIRM*, Exeter, Great Britain, 2008.
- [59] R. Blutke, C. Kaletsch, R. Köhler, and R. Nordmann, "Nichtlineares rotordynamisches Verhalten eines Niederdruckrotors bei nicht zentrierten Quetschöldämpfern," in *SIRM 2009*, Wien, Österreich, 2009.
- [60] Piezomechanik, *Produktkatalog*., 2010.
- [61] K. Uchino and S. Hirose, "Loss Mechanisms in Piezoelectrics: How to

-
- Measure Different Losses Separately," *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency control*, vol. 48, no. 1, pp. 307-321, 2001.
- [62] H. D. Baer and K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*, 3rd ed. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 1998.
- [63] U. Faß, "Entwurf eines Kühlungssystems für Piezoaktoren in einem Rotorprüfstand," Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Studienarbeit 2008.
- [64] Produktkatalog Schnorr Tellerfedern, *Die Tellerfeder im Griff*. Sindelfingen: Schnorr Tellerfedern, 2004.
- [65] R. Isermann, *Mechatronische Systeme*, 2nd ed. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2008.
- [66] H Wörn and U. Brinkschulte, *Echtzeitsysteme*. Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag, 2005.
- [67] National Instruments. (2011, April) NI PXI-1033 User Manual and Specifications. [Online]. <http://www.ni.com/pdf/manuals/371991b.pdf>
- [68] E. Larible, "Konstruktion eines Werkzeuges zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens von Rotoren," TUD, Mechatronische Systeme im MB, Darmstadt, Studienarbeit 2001.
- [69] R. S. Schittenhelm, "Auswahl und Vergleich von Regelstrategien zur Schwingungsminderung eines Niederdruckrotors mit Matlab / Simulink," TUD, Institut für Mechatronische Systeme im MB, Darmstadt, Diplomarbeit 2010.
- [70] C. Meyer, "Modellerstellung und Validierung eines Rolls-Royce Niederdruckrotors," TUD Institut für Mechatronische System im MB, Darmstadt, Diplomarbeit 2006.
- [71] O. Lindenborn, "Simulation einer robusten Regelung für eine aktive Schwingungskompensation eines Rolls-Royce Niederdruckrotors mittels piezoelektrischer Aktoren," Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Diplomarbeit 2007.
- [72] W. K. Gawronski, *Dynamics & Control of Structures: A Modal Approach*. New York: Springer Verlag, 1998.

- [73] M. Marszolek, R. Köhler, and S. Rinderknecht, "Temperature Behaviour of PZT-Piezoelectric Stack Actuators," in *Actuator 2010*, Bremen, 2010.
- [74] R. Köhler, M. Marszolek, and S. Rinderknecht, "Model-based temperature monitoring of piezoelectric Stack Actuators," in *Actuator 2010*, Bremen, 2010.
- [75] S. Rinderknecht et al., "Aktive Schwingungsminderung im Grenzbereich," in *Mechatronik*, Dresden , 2011.
- [76] B. Petermeier and H. Springer, "Active bearing unit for damping of bending vibrations in rotating machinery," in *International Conference on Vibrations in Roating Machinery*, Exeter, 2008, pp. 733-743.
- [77] P. Gloeckner, K. Dullenkopf, and M. Flouros, "Direct outer ring cooling of a high speed jet engine mainshaft ball bearing - Experimental investigation results," *Proceedings of ASME Turbo Expo* , vol. Sea and air, 2010.
- [78] F. Lebo, *Theoretische und experimentelle Analysen von Flugtriebwerksrotoren zur aktiven Schwingungsminderung mit Piezostapelaktoren*, Prof. Dr.-Ing. R. Nordmann, Ed. Darmstadt: Shaker Verlag, 2010.
- [79] O. Lindenborn, B. Hasch, and R. Nordmann, "Vibration Reduction and Isolation of a Rotor in an Actively Supported Bearing Using Piezoelectric Actuators and the FXLMS Algorithm," in *9th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery*, Exeter, Great Britain, 2008.
- [80] N. Butzek, *Modellbasierte Verfahren zur online Fehlerdiagnose an einer Kreislumpumpe in aktiven Magnetlager*. Aachen: Shaker Verlag, 2009.

Anhang A Technische Zeichnungen Neue Teile

Bauteile Aktormodul

- AM Überlastzylinder (Überlastzylinder)
- AM Grundplatte (Basisplatte)

Gemeinsame Bauteile Aktor- und Vorspannmodul

- AM & VM Justierschraube
- AM & VM Verdrehsicherungsstift
- AM & VM Basisplatte

Bauteile Vorspannmodul

- VM Auflagescheibe FW-begrenzer
- VM Tellerfederführung
- VM Adapter Justierschraube

Bauteile Lagerstelle 1

- La1 Aufnahme Schraube
- La1 Justierschraube
- La1 Zentrierstück Lagergehäuse-KMD

Bauteile Lagerstelle 2 und 3

- LE 2, 3 QÖD Ersatz LE2
- LE 2, 3 QÖD Ersatz LE3

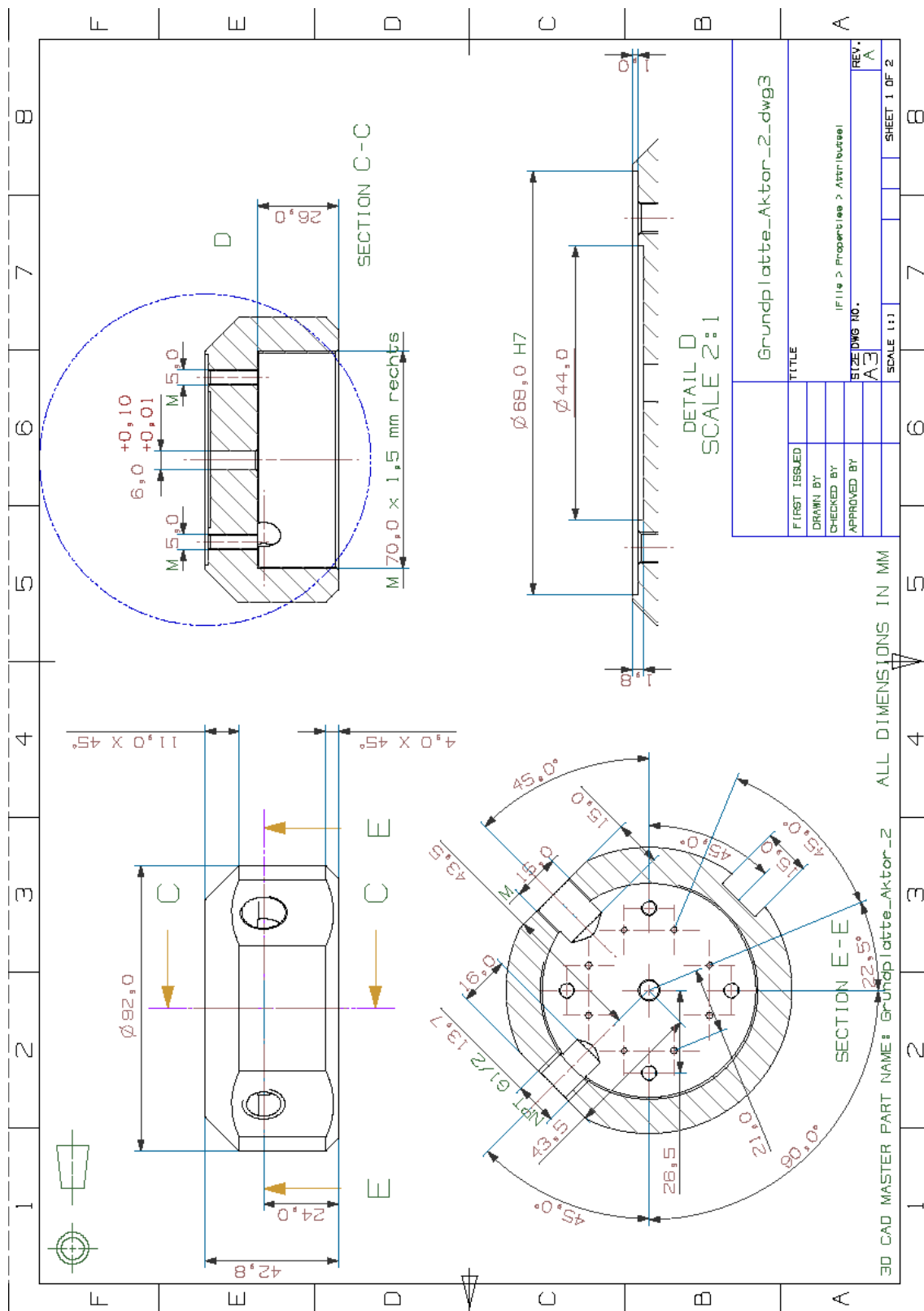


Abbildung 86: AM Grundplatte

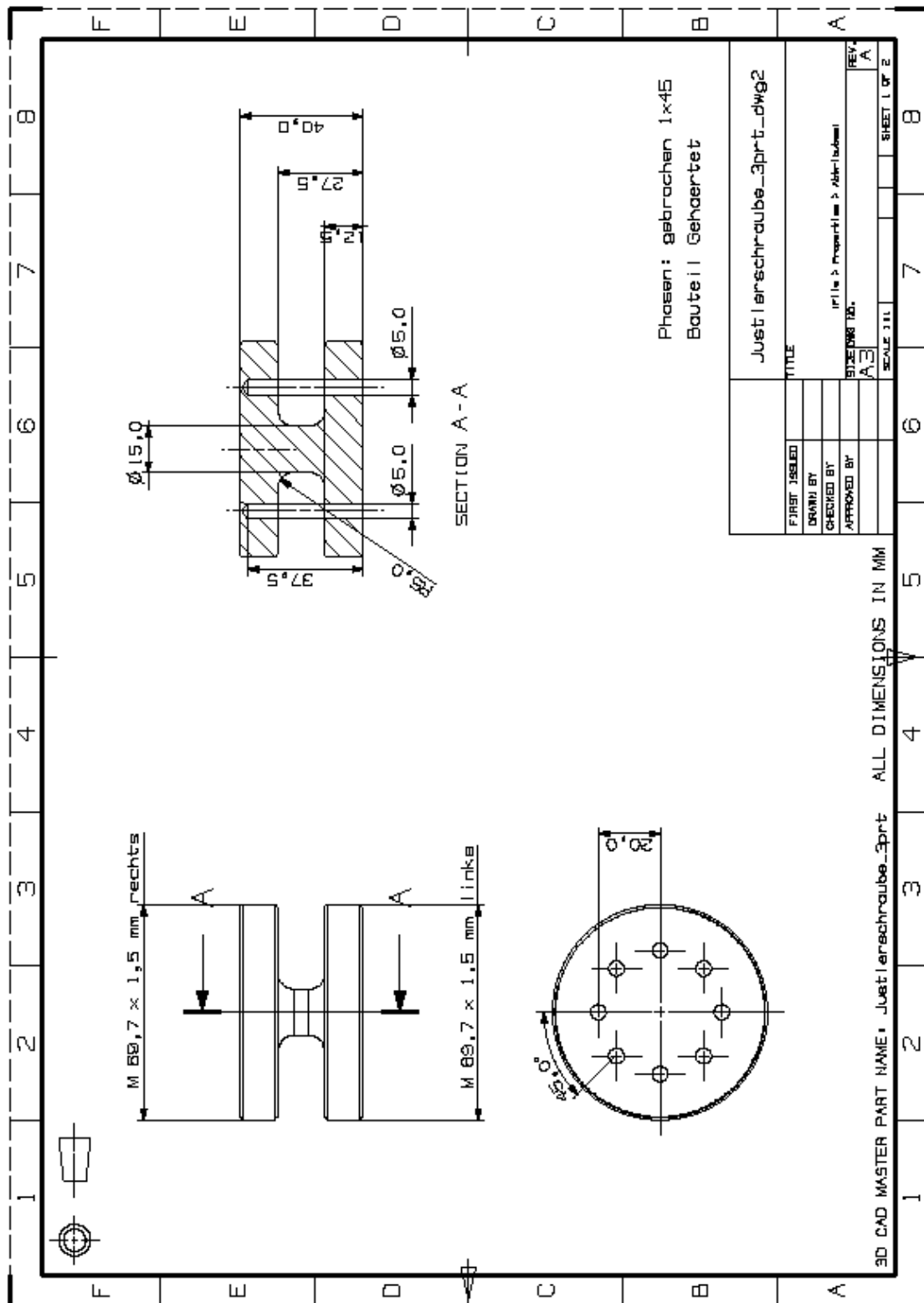
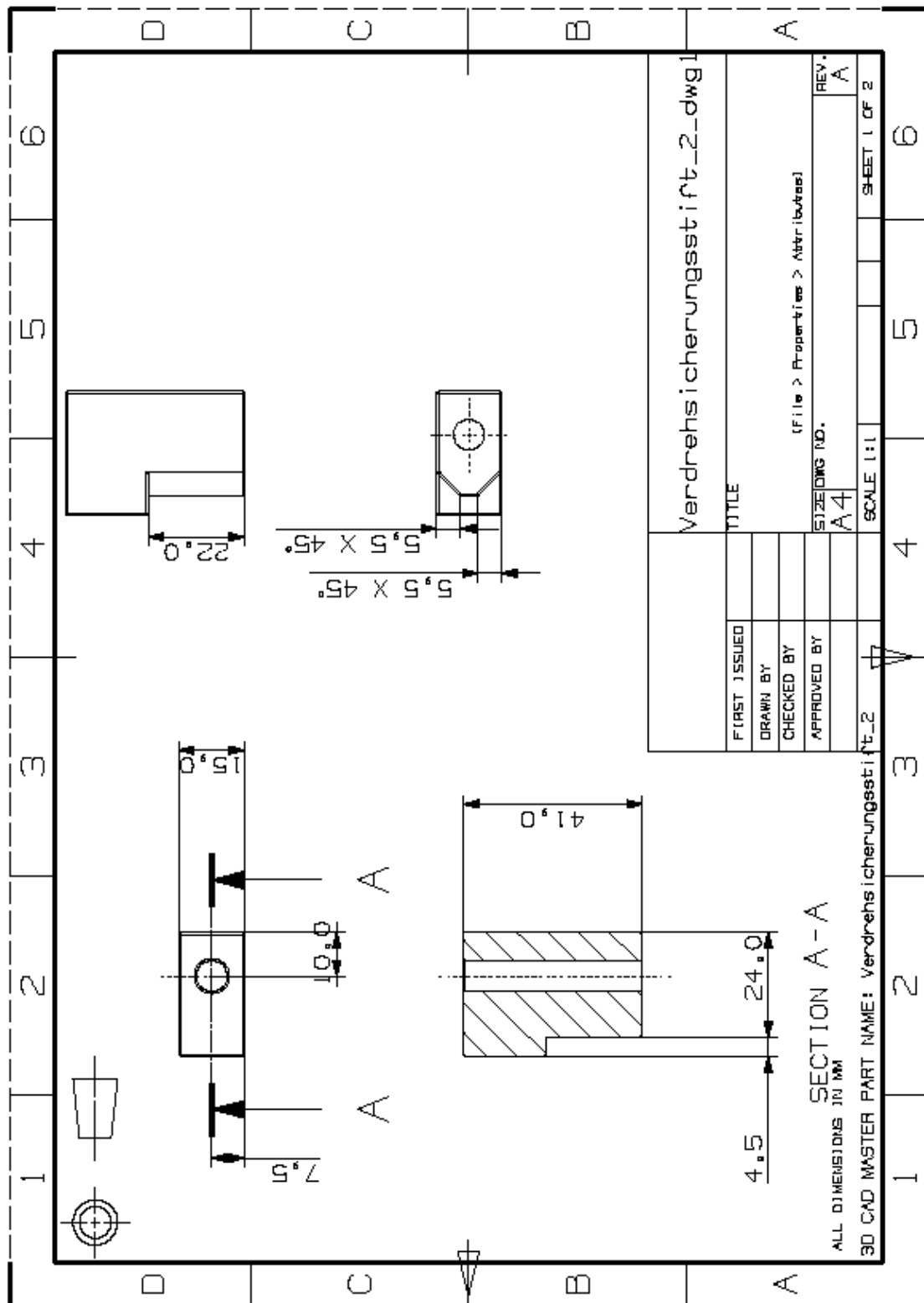


Abbildung 87: AM & VM Justierschraube



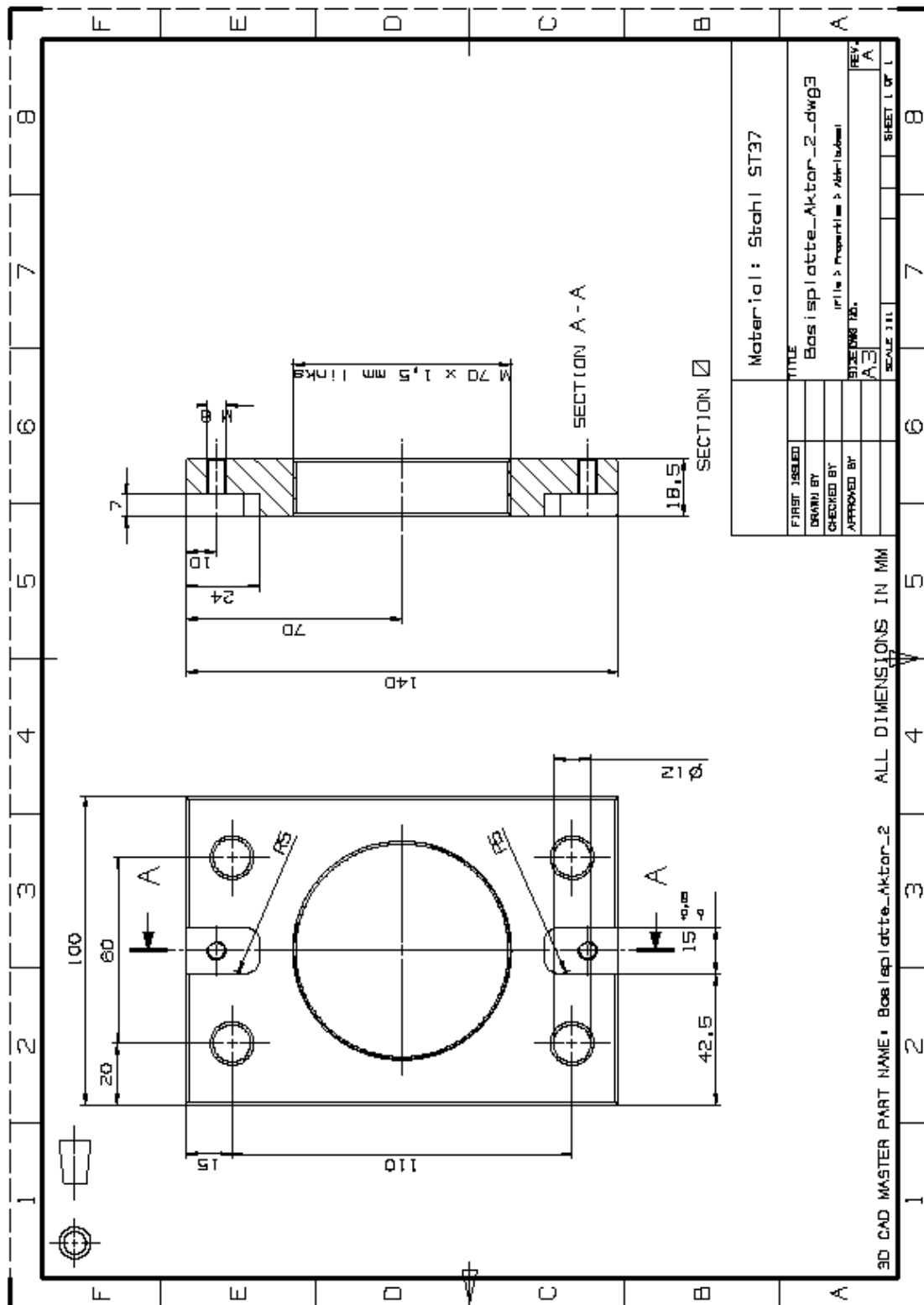


Abbildung 89: AM & VM Basisplatte

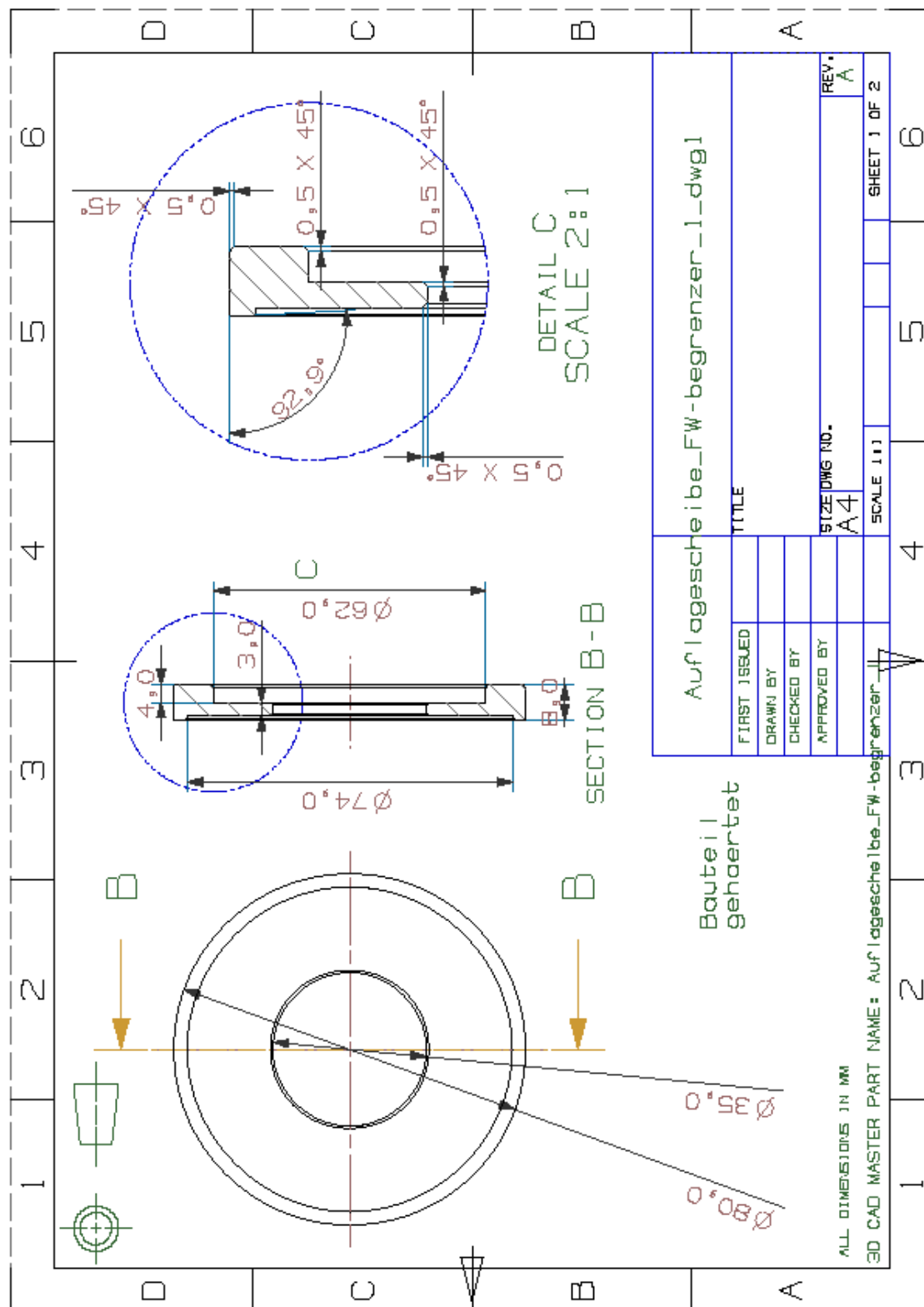


Abbildung 90: VM Auflage Scheibe FW-begrenzer

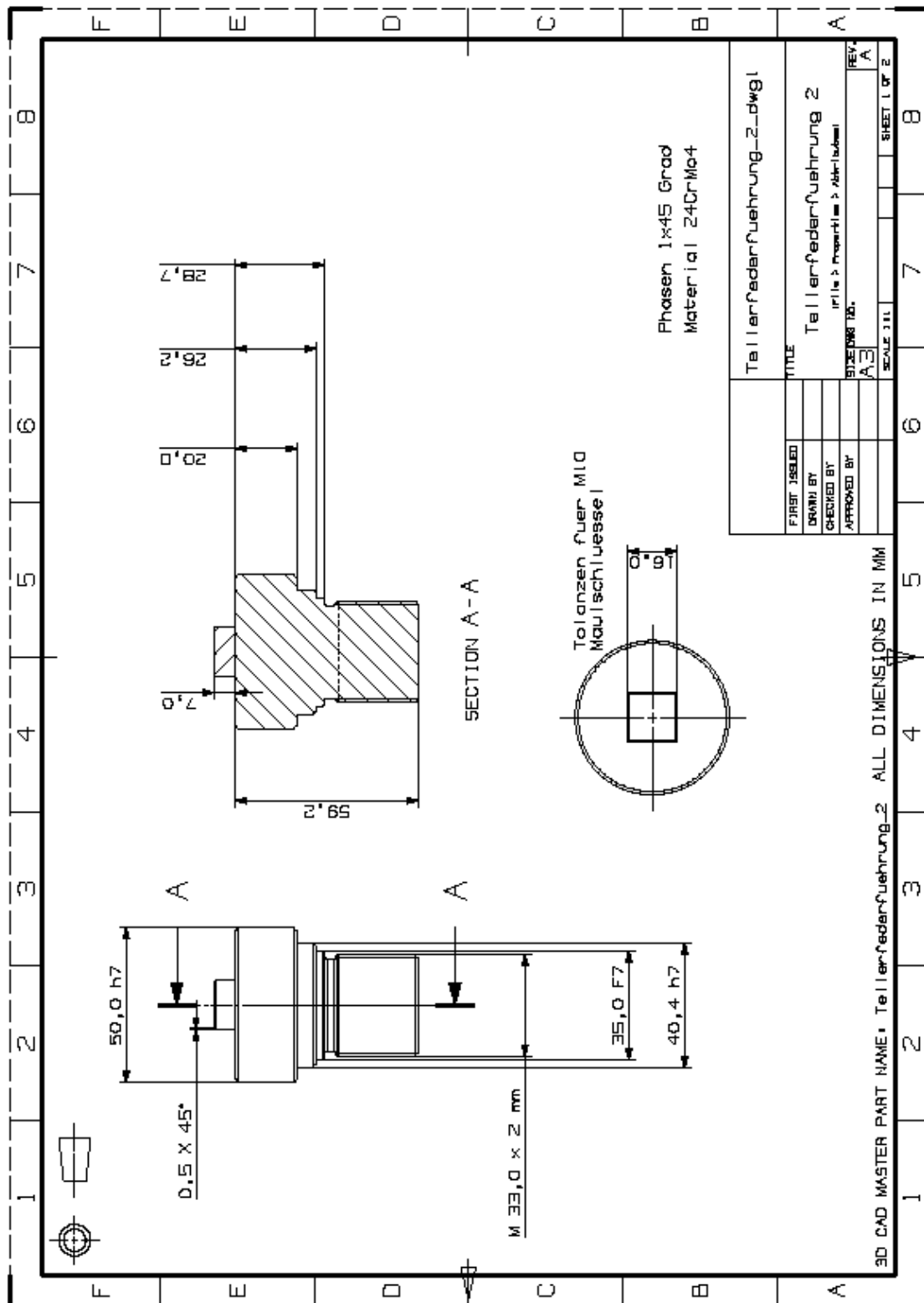


Abbildung 91: VM Tellerfederführung

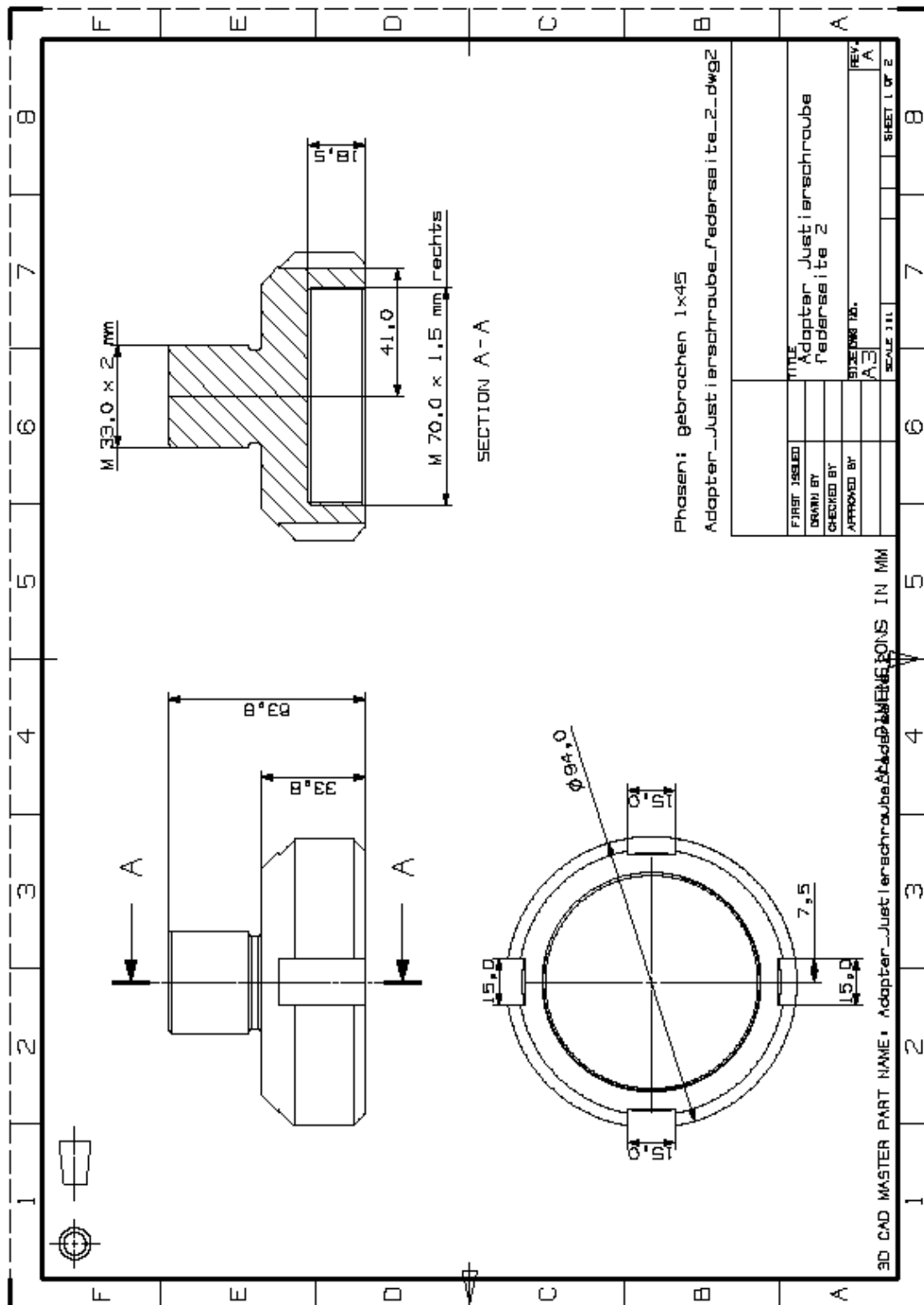


Abbildung 92: VM Adapter Justierschraube

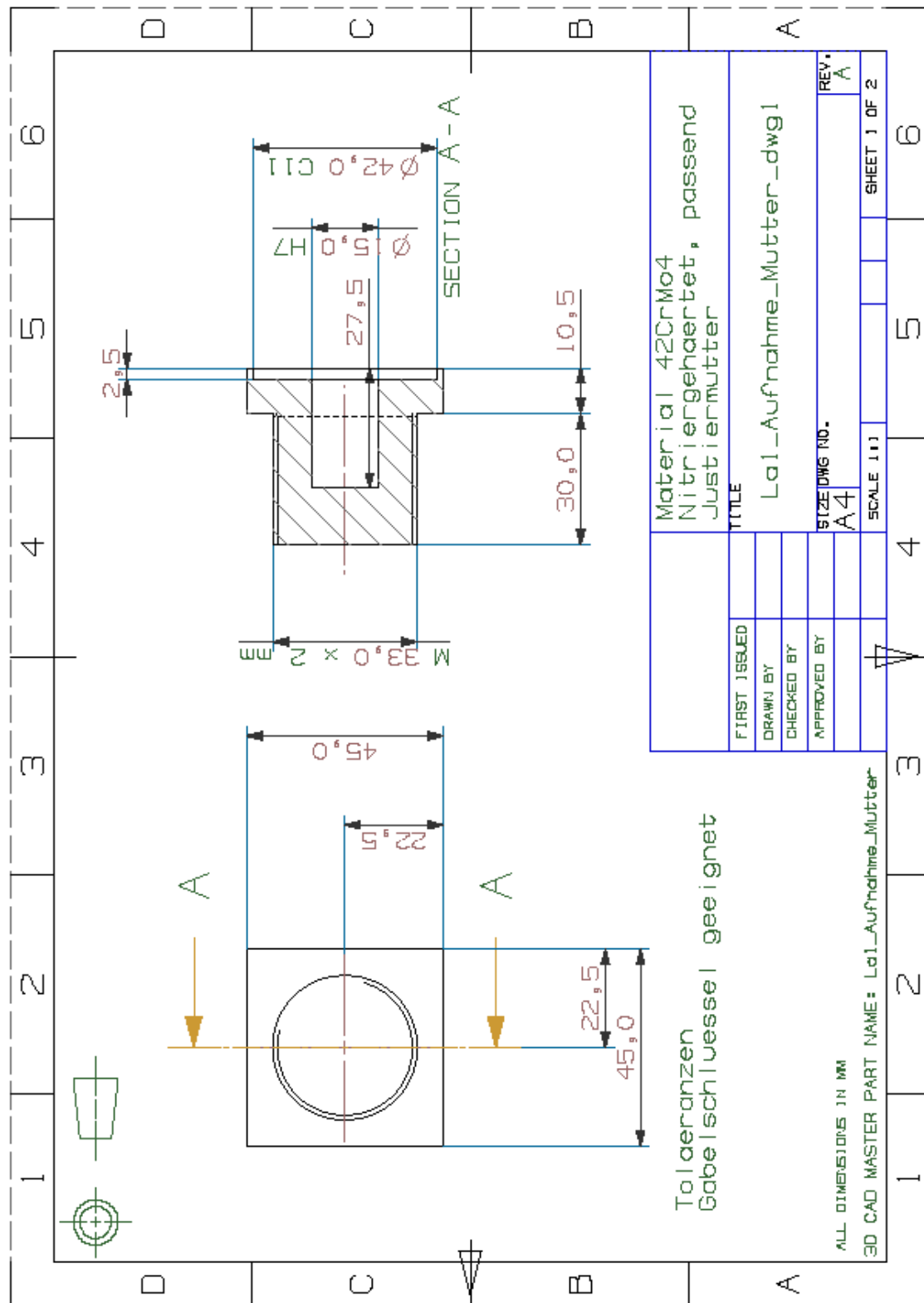


Abbildung 93: La1 Aufnahme Schraube

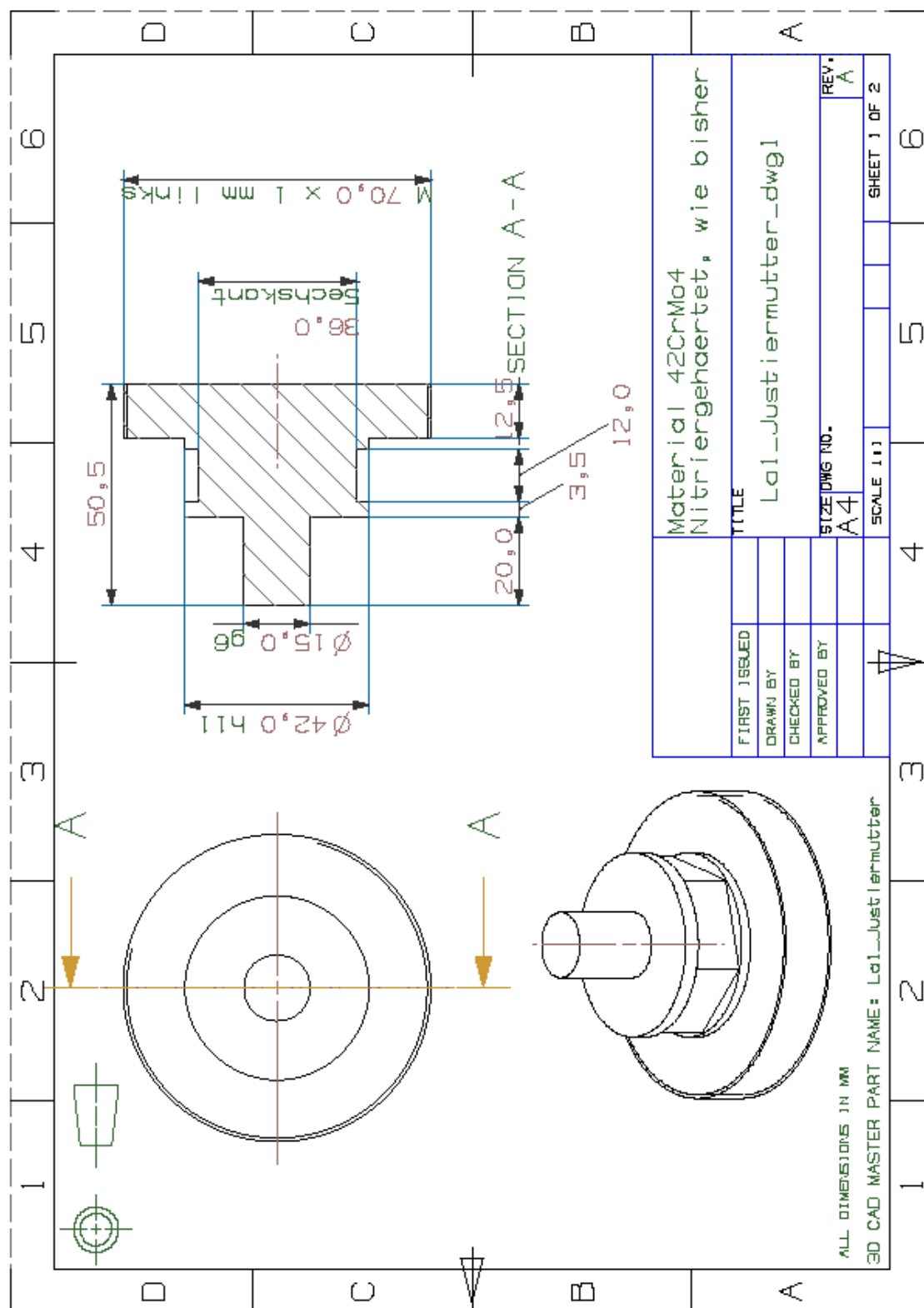


Abbildung 94: La1 Justierschraube

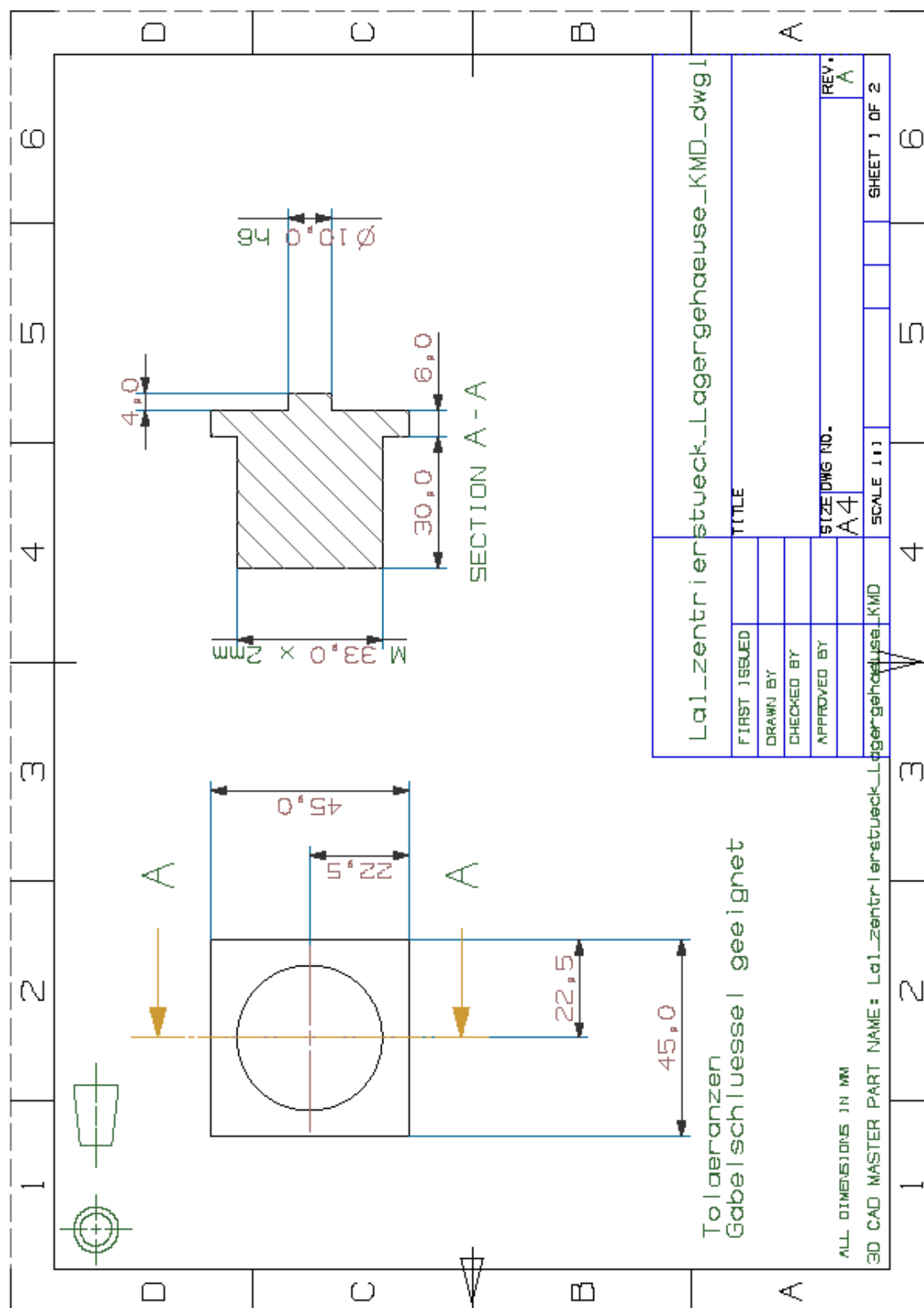


Abbildung 95: La1 Zentrierstück Lagergehäuse-KMD

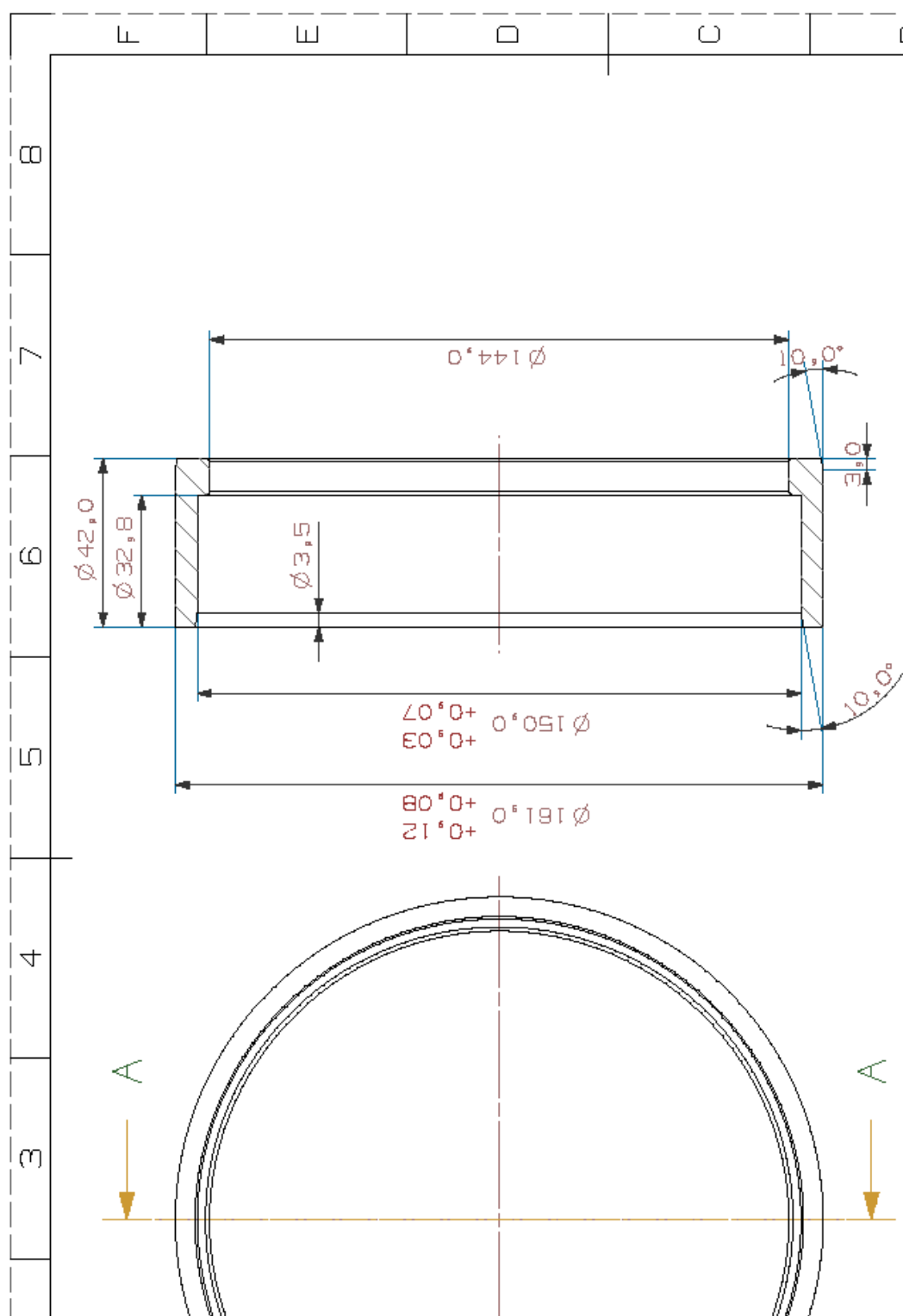


Abbildung 96: LE 2,3 QÖD Ersatz LE2

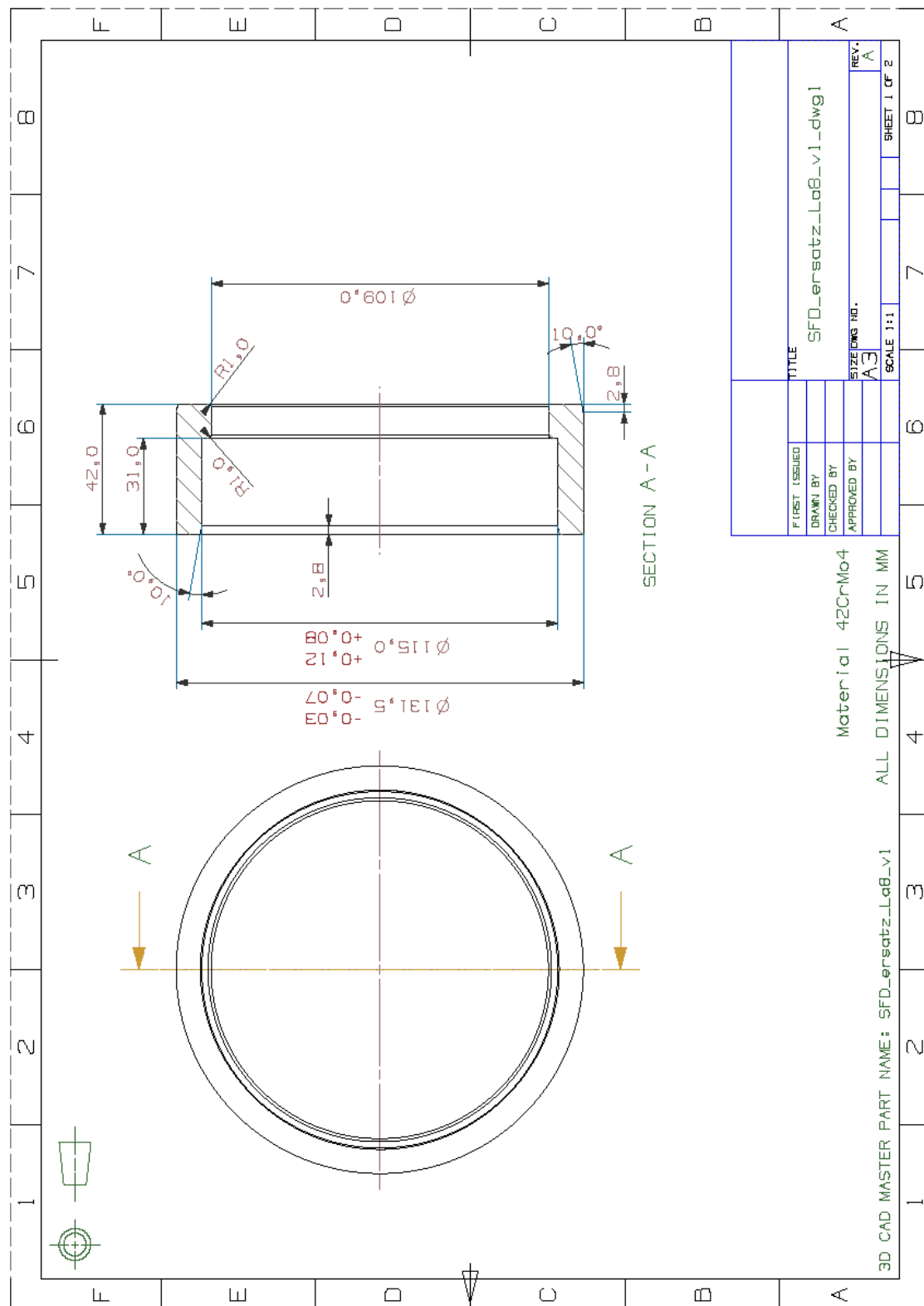


Abbildung 97: LE 2, 3 QÖD Erstatt LE3

Anhang B Programmstruktur in LabVIEW

Die zentrale Schleife der Programmumgebung, auf der die gesamte Softwarestruktur aufbaut, ist die zeitkritische Schleife (TCL, Time Critical Loop). Nach ihrer Taktfrequenz werden alle anderen Prozesse ausgerichtet.

Um den Echtzeitdeterminismus wahren zu können, besitzt die TCL die höchste Systempriorität und darf von anderen Prozessen nicht ausgebremst werden. Die Bearbeitung der TCL darf maximal 0,2ms dauern. Sie richtet sich nach der maximalen Abtastfrequenz der Sensorik.

Nach der Initialisierung der Variablen, die auf dem Hostsystem vorgenommen wird, wird das Targetsystem gestartet und damit die TCL. Zu den Funktionen der TCL gehören, wie in Abbildung 98 abgebildet, die Abholung der Messdaten aus den Messkartenpuffern, eine digitale Aufbereitung der Messdaten, bestehend aus einer online Drehung des Sensorkoordinatensystems um 45° , einer online Schlagkompensation und einer online Filterung des Sensoroffsets des Regelsignals. Eine Drehung der Sensordaten einer Messebene bei den Wirbelstromsensoren ist notwendig, um eine Kollokation zwischen Sensor und Aktor herzustellen. Weiterhin können die Schlaganteile der gemessenen Auslenkungen nicht durch eine Regelung unterdrückt werden. Werden große Reduktionen erreicht, kann dies eine unverhältnismäßige Erhöhung der Aktorauslastung erzeugen. Um diesem Verhalten entgegenzuwirken, wird das Sensorsignal um den Schlaganteil reduziert. Da es sich konstruktiv um eine indirekte Lagerabstützung handelt, wird der veränderliche Sensoroffset, der auch von der Lagerverschiebung der Aktorik abhängt, kontinuierlich durch einen Hochpassfilter entfernt. Der phasenverschiebende Einfluss des Filters auf die relevanten Frequenzbereiche wird durch Festlegen einer niedrigen Eckfrequenz von 1 Hz ausgeschlossen.

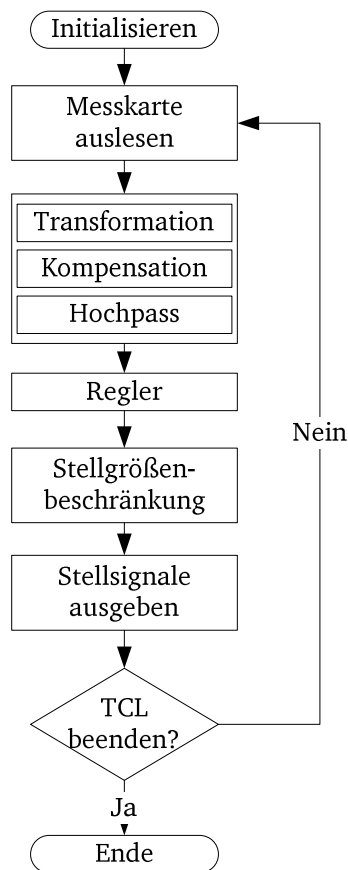


Abbildung 98: Flussdiagramm Echtzeitschleife

Dem Benutzer ist es bei Bedarf möglich, über das Target Regelparameter vorzugeben, die innerhalb der TCL zu einem vordefinierten frequenzabhängigen Regelgesetz erstellt werden. Anhand dieses Regelgesetzes wird ein Stellsignal berechnet, welches nach Durchlaufen einer Signalbegrenzung auf den maximalen Stellsignalbereich von 0-10V an die Ausgänge der Messkarten weitergeleitet wird. Das so berechnete digitale Stellsignal wird anschließend analog gewandelt und an die Piezoverstärker bzw. die -stapelaktoren angelegt.

Ebenso sind Sicherheitsfunktionen in den Ablauf der TCL integriert, wie beispielsweise die Überprüfung, ob die Ausschläge der Wirbelstromsignale über vordefinierte Grenzen wachsen. Ist dies der Fall, wird das Stellsignal des Reglers automatisch abgeschaltet. Dem Benutzer ist es ebenso möglich, das Stellsignal per Schalter zu entkoppeln, jedoch muss aus programmtechnischen Gründen mit einer Verzögerungszeit von 0,1-0,2s je nach Netzwerkauslastung gerechnet werden. Daher kann auf eine automatische Abschaltung nicht verzichtet werden. Zur Priorisierung der Schleife ist zweierlei notwendig. Zum einen arbeitet die TCL auf einem eigenen Prozessor. Alle anderen Prozesse werden auf den zweiten Prozessor ausgelagert. Zum anderen wird programmintern der Status der TCL vor allen anderen Prozessen Vorrang bei der Bearbeitung gewährt. Bei den ge-

nannten Operationen der TCL wird eine Prozessorauslastung von ca. 30-50% erreicht und eine deterministische Abarbeitung der Echtzeitschleife bleibt gewahrt.

Wie in Abbildung 99 dargestellt wird, kann das Target in zwei große Bereiche aufgeteilt werden. Zuerst wird eine Initialisierung vorgenommen. Dazu gehören das Ansprechen der Hardware mit dem „National Instruments“ Gerätetreiber DAQmx, das Zuweisen von virtuellen Kanälen und Umrechnen der gemessenen Spannungssignale in die physikalischen Größen anhand von abgelegten Kalibrierungsdatensätzen oder Umrechnungsfunktionen. Auf dem Target wird die Kommunikation zwischen Schleifen (Interthread-Kommunikation) durch RT-FiFos realisiert. Diese müssen bei Start des Programms einmalig in Bezeichnung, Abbildungsgenauigkeit, Puffergröße und Datenformat definiert werden. Sogenannte Shared Variables dienen zur Netzwerkkommunikation. Da sie nach Programmbeendigung nicht ihren Wert verlieren, werden ihnen beim Programmstart Initialwerte zugeordnet. Außerdem wird die Taktung der TCL-Schleife definiert. Alle Schleifen beziehen sich auf denselben Taktgeber (TCL), sodass eine synchrone Bearbeitung gelingt.

Im Bearbeitungsmodus arbeiten mehrere Schleifen mit unterschiedlichen Taktfrequenzen parallel. Hierzu gehört die schon vorgestellte TCL, aber auch weitere Threats, die in verschiedenen „Virtuellen Instrumenten“ (VI) ablaufen können. Innerhalb eines VIs wird der Programmcode abgelegt. Zu ihnen gehören die Ringspeicher VIs als Schnittstelle zwischen den verschiedenen Kommunikationsformen der hoch und niedrig abgetasteten Sensorgruppen (h und n) das Speichern VI um die Messdaten auf den Target-Datenträger abzulegen, das Drehzahl VI zur Erfassung der Drehzahl des Rotors, die VIs zur Überwachung und Steuerung der digitalen Kanäle das Digital I/O VI und das Überwachungs VI zur Darstellung der Prozessorauslastung der beiden Prozessorkerne. Um Sensordaten mittels einer Interthread-Kommunikation von der TCL-Schleife zu den niederpriorisierten und langsamer getakteten Schleifen übertragen zu können, werden echtzeitfähige RT-FiFos-Puffer (First in, First out) verwendet. Dabei werden die Einzelwerte der zeitkritischen Schleife kontinuierlich in den Puffer geschrieben und blockweise von den niederpriorisierten Schleifen ausgelesen, sobald eine definierte Blockgröße erreicht ist. Bei der Datenverteilung auf mehrere VIs unterschiedlicher Taktfrequenz bildet der Ringspeicher eine zentrale Rolle. Je nach Arbeitsgeschwindigkeit können Blöcke von mehreren VIs aus dem Ringspeicher ausgelesen und weiterverarbeitet werden, ohne einander zu stören. Bei der vorliegenden Programmstruktur wird dieser Dienst als Netzwerkkommunikati-

onsschnittstelle zwischen RT-FiFos und den Shared Variables und zur Speicherung der Messdaten verwendet. Um Latenzzeiten des Netzwerks ausgleichen zu können, wird der Ringspeicher relativ groß ausgeführt [80]. Eine einfach zu realisierende und geeignete Methode, eine Netzwerkkommunikation aufzusetzen, kann mit gepufferten Shared Variables gelingen.

Über das Hostsystem werden alle VIs abschließend durch das VIs schließen VI beendet.

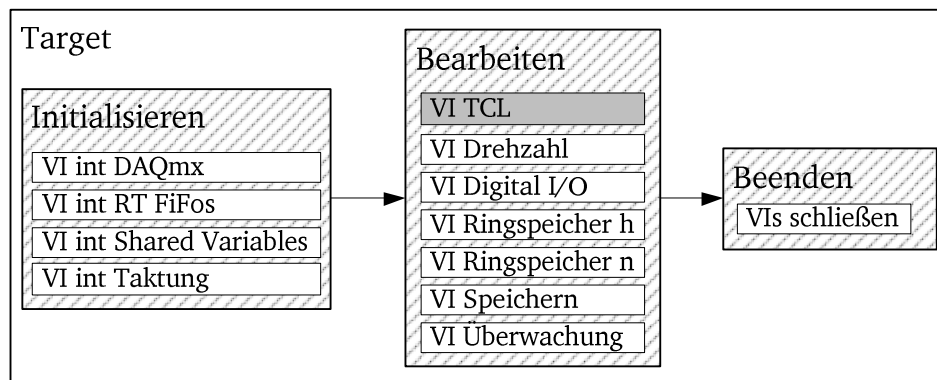


Abbildung 99: LabVIEW VIs des Targets

Zu den Funktionen des Host-Rechners (Echtzeit) gehören hauptsächlich die Visualisierung der Messdaten, Überwachung der Zustände des Prüfstandes und die Steuerung der peripheren Aktoren wie der Ölversorgung durch die Lagerpumpen und die Ölabsaugpumpen, die Steuerung des Luftmassenstroms zur Kühlung der Piezostapelaktoren und die Steuerung der Motordrehzahl, wie in Abbildung 100 dargestellt. Auf der Steuerungskonsole werden in der Mitte die Orbits des Rotors der verschiedenen WSEn angezeigt, zusätzlich wird mittels Maximalwertberechnung nach DIN 7979-1 der aktuelle Orbitdurchmesser quantitativ angezeigt.

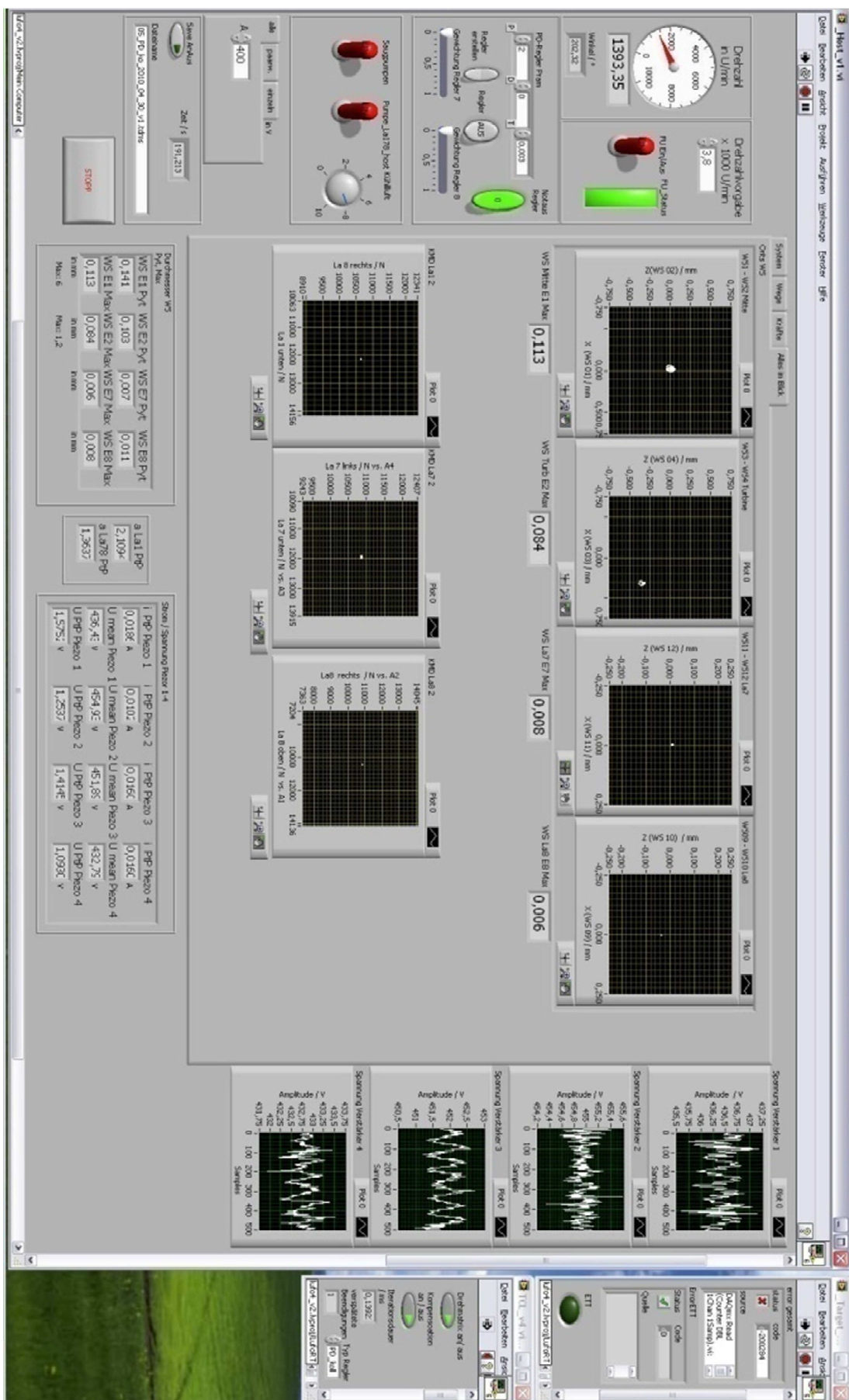


Abbildung 100: Host Rechner Frontpanel

Am linken Bildrand wird neben dem Anzeigen der aktuellen Drehzahl die Ziel-drehzahl vorgegeben. Die Offsetspannung der Verstärker kann direkt unter der Pumpensteuerung vorgegeben und am rechten Bildrand kontrolliert werden. Insgesamt stehen noch drei weitere verschiedene Darstellungs- und Anordnungsmöglichkeiten der Sensorwerte zur Verfügung. Bei der Verwendung von Shared Variablen wird im Hintergrund ein VI-Server gestartet, der die Definition und Verwaltung der Variablen übernimmt. Dieser VI-Server wird entgegen der Standardeinstellung auf dem Host-PC ausgeführt. Begründet wird dies mit der Anschaltreihenfolge der verschiedenen VIs. Da über den Host-PC Einfluss auf den ganzen Prozess genommen werden soll (Start Stopp), wird das Host-VI zuerst gestartet. Sinnvollerweise werden dann auch die verwendeten Variablen gleich initialisiert. Erst im Anschluss wird der Echtzeitprozess gestartet und die Daten an den Host übertragen.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name Christian Kaletsch
Geburtsdatum/Ort 24.06.1978 in Langen

Schulbildung

08.1995 - 06.1998 Gymnasiale Oberstufe

Wehr-/Ersatzdienst

07.1998 - 07.1999 Hausmeistertätigkeit im EC Freizeitheim Sechselberg

Studium

10.1999 - 01.2006 Allgemeiner Maschinenbau Diplom Ingenieur
Technische Universität Darmstadt

Beruflicher Werdegang

02.2006 - 03.2011 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Technische Universität Darmstadt
Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau